



# OPTIMALIZACE TESTOVÁNÍ AUTOMOBILOVÝCH SEDAČEK Z HLEDISKA KORELACE S REÁLNÝM PROVOZEM.

## Diplomová práce

*Studijní program:* N3957 – Průmyslové inženýrství

*Studijní obor:* 3911T023 – Řízení jakosti

*Autor práce:* **Bc. Martin Baborák**

*Vedoucí práce:* Ing. Jan Petřík, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC  
Faculty of Textile Engineering



# OPTIMIZATION OF TESTING CAR SEATS IN TERM OF CORRELATION WITH REAL TRAFFIC.

## Diploma thesis

*Study programme:* N3957 – Industrial Engineering

*Study branch:* 3911T023 – Quality Control

*Author:* **Bc. Martin Baborák**

*Supervisor:* Ing. Jan Petřík, Ph.D.



## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Baborák**  
Osobní číslo: **T12000419**  
Studijní program: **N3957 Průmyslové inženýrství**  
Studijní obor: **Řízení jakosti**  
Název tématu: **Optimalizace testování automobilových sedaček z hlediska korelace s reálným provozem.**  
Zadávající katedra: **Katedra hodnocení textilií**

### Z á s a d y   p r o   v y p r a c o v á n í :

1. Rešerše stávajícího řešení.
2. Analýza problému - Cílem navrženého řešení je optimalizovat laboratorní podmínky měření, aby byla zachována vlastní frekvence v korelaci s reálným provozem.
3. Návrh řešení - Vyhodnocení bude provedeno pomocí frekvenční analýzy, přenosových charakteristik, porovnání hloubky vtlačení indentoru.
4. Popis řešení - Analýza a optimalizace testování automobilových sedaček v laboratorním prostředí.
5. Závěr a zhodnocení.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy: 50 - 60 stran

Forma zpracování diplomové práce: tištěná/elektronická

Seznam odborné literatury:

- [1] Neil J. Masnfeld: Human response to vibration, CRC Press, 2005
- [2] M. J. Griffin: Handbook of Human vibration, Human Factors Research Unit, Institute of Sound and Vibration Research, The University, Southampton, UK, 2004
- [3] ČSN ISO 3385: Měkké lehčené polymerní materiály - Stanovení únavy při konstantním zatížení
- [4] Cirkl D. : Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny, Disertační práce, TUL 2005
- [5] Petřík, J. : Interakce automobilové sedačky a zátěže, Disertační práce, TUL 2008

Vedoucí diplomové práce:

**Ing. Jan Petřík, Ph.D.**

Katedra částí a mechanismů strojů

Konzultant diplomové práce:

**doc. Ing. Vladimír Bajzík, Ph.D.**


Katedra hodnocení textilií

Datum zadání diplomové práce: 16. října 2013

Termín odevzdání diplomové práce: 8. ledna 2015

  
Ing. Jana Drašarová, Ph.D.  
děkanka



  
doc. Ing. Vladimír Bajzík, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci dne 27. listopadu 2014

Technická univerzita v Liberci

Fakulta textilní

Katedra hodnocení textilií

V Liberci dne 7.1. 2015

Žádám o změnu termínu odevzdání diplomové práce z 8.1.2015 na 14.5.2015.

Důvod odkladu odevzdání: pracovní povinnosti.

Děkuji za vyřízení.



Martin Baborák

Vyjádření vedoucího práce

Vyjádření vedoucího katedry

## Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

## PODĚKOVÁNÍ

Diplomová práce vznikla na Katedře hodnocení textilií Fakulty textilní Technické univerzity v Liberci ve spolupráci s firmou proseat s.r.o. Mladá Boleslav.

V první řadě bych rád touto cestou poděkoval svému vedoucímu práce Ing. Janu Petříkovi, Ph.D. z Katedry částí a mechanismů strojů Fakulty strojní, za jeho vedení, softwarovou pomoc při vyhodnocování měření, odborné rady a věcné připomínky. Dále děkuji Doc. Ing. Vítězslavovi Fliegelovi, CSc. za zapůjčení měřicího vybavení a za podporu při reálném testování a Ing. Pavlu Srbovi za pomoc při konstrukci vibračního testovacího zařízení.

Zvláštní poděkování patří Ing. Petru Jandovi ze společnosti proseat s.r.o. Mladá Boleslav za poskytnutí možnosti podílet se na vývoji dynamického testování automobilových sedaček v rámci společnosti. Také děkuji pracovníkům laboratoře ve firmě proseat s.r.o. za pomoc při obsluze měřících přístrojů a kolegovi Jindřichu Kloučkovi za poskytnutí informací o testovacích metodách polyuretanových pěn.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své rodině a spolupracovníkům za trpělivost a pochopení po celou dobu mého studia.

## **ANOTACE**

Diplomová práce řeší problematiku testování automobilových sedáků z hlediska vibrací vstupujících do polyuretanové pěny při provozu na pozemních komunikacích a v laboratorních podmínkách. Obsahuje analýzu mechanických, statických a dynamických vlastností polyuretanových pěn. Následuje popis vibračního testovacího zařízení, jeho výkonových možností a použitých vtlačovacích elementů. Práce také popisuje měřicí a testovací metody ze statického a dynamického hlediska. Praktická část obsahuje sérii měření s lidským subjektem a s vtlačovacími elementy. Výsledky jednotlivých statických a dynamických testů v reálném a laboratorním prostředí jsou vzájemně porovnávány a verifikovány k určení optimálního testovacího nastavení. Výsledky této práce jsou zásadní pro další vývoj dynamického laboratorního testování v rámci společnosti proseat s.r.o. Mladá Boleslav.

### **Klíčová slova**

Automobilová sedačka, vibrační testovací zařízení, vtlačovací elementy, lidský subjekt, mapa kontaktních tlaků, přenosová charakteristika, tuhost.



## **ANNOTATION**

My diploma thesis concentrates on testing car seats the impact of vibration entering PU foam in traffic and laboratory condition is a key factor. Thesis includes analysis of mechanical, static and dynamic properties of PU foam. Next part focuses on description of vibration testing device, its capacity and used indenters. The thesis describes measuring and testing methods in static and dynamic point of view. Practical part of the thesis contains series of measurement with a human subject and the indenter. Outcomes of a particular static and dynamic testing in real and laboratory conditions are compared and verified in order to find the best testing setup. The thesis result is essential for further development of dynamic laboratory testing in proseat company Mladá Boleslav.

### **Key Words**

Car seat, vibration testing device, the indenters, human subject, pressure map, transmission characteristic, rigidity.

# Obsah

Obsah .....	8
Seznam zkratek .....	10
Seznam obrázků .....	12
Seznam tabulek .....	14
Úvod .....	15
1. Polyuretanové pěnové materiály .....	17
1.1 Mechanické vlastnosti PU pěn .....	18
1.2 Statické vlastnosti PU pěn .....	18
1.3 Dynamické vlastnosti PU pěn .....	20
2. Vibrační testovací zařízení – „Pulsátor“ .....	23
2.1 Budič vibrací .....	24
2.2 Přenos vibrací do testované PU pěny .....	25
2.3 Optické snímače polohy .....	26
2.4 Použité vtlačovací elementy .....	27
2.4.1 Indentor ISO 3385 .....	27
2.4.2 Figurína SK37 .....	28
3. Testování PU pěn .....	29
3.1 Laboratorní statické testování .....	30
3.1.1 Hysterezní test .....	30
3.1.2 Korelace ILD/CLD .....	33
3.1.3 Statické testování pomocí tlakového senzoru .....	36
3.1.4 Vyhodnocení .....	44
3.2 Laboratorní dynamické testování .....	44
3.2.1 Analýza vstupního a výstupního signálu .....	45
3.2.2 Analýza spektrální výkonové hustoty (PSD) .....	47
3.2.3 Analýza přenosové funkce .....	49
3.3 Testování v reálném provozu .....	51
3.3.1 Použité měřicí a zaznamenávací vybavení .....	51
3.3.2 Výstupní hodnoty .....	53
4. Analýza a porovnání .....	55
4.1 Porovnání dynamických testů .....	55
4.2 Porovnání statických testů .....	57

4.3	Výpočet tuhosti dle dynamiky kmitavého pohybu .....	59
5.	Výsledky a závěry .....	61
	Závěr.....	65
	Seznam použité literatury .....	67

## Seznam zkratek

<b>Zkratka / Symbol</b>	<b>Název</b>
PU	polyuretan
LAB	laboratoř
TS	testovaný subjekt
MDI	methyldiisokyanát
TDI	toulenediisokyanát
PE	polyethylen
EPP	extrudovaný polypropylen
STH	stauchhärte - odolnosti proti opakovanému stlačení
EW	eindrück weg - hodnota tvrdosti PU pěn
DW	dämpfung Weg - tlumící hodnota PU pěn
FW	feder Weg - pružící hodnota PU pěn
KW	komfort Weg - komfortní hodnota PU pěn
VW	volkswagen
BMW	Bayerische Motoren Werke / Bavorské Motorové Závody
ILD	Indentation Load Deflection
CLD	Compression Load Deflection
$R^2$	hodnota spolehlivosti
FRF	Frekvence Response Function - funkce frekvenční odezvy
SDOF	Single Degree of Freedom - jeden stupeň volnosti
SK37	označení vlačovacího elementu / figuríny
TUL	Technická univerzita v Liberci
k	tuhost
H	hystereze
PSD	Power spectral density / Výkonová spektrální hustota
$\Delta f$	frekvenční spektrum
FFT	Fast Fourier Transform / Rychlá Fourierova transformace
DFT	Discrete Fourier Transform / Diskrétní Fourierova Transformace
Pxx	periodogram - odhad spektrální výkonové hustoty vstupního signálu
X	analyzovaný signál
Ns	počet bodů rychle Fourierovy transformace

$N$	počet vzorků analyzovaného signálu
$T$	přenos vibrací
$f$	frekvence vibrací
$f_0$	vlastní (rezonanční) frekvence
$T_{\max}$	maximální hodnota přenosové funkce
$m$	hmotnost
$cca$	circa
$F$	síla
$a$	zrychlení
$\omega$	úhlová frekvence
$\Delta l$	změna délky
$F_p$	síla pružnosti
$F_g$	tíhová síla tělesa
$g$	gravitační konstanta
$k_{LT}$	tuhost laboratorního testu
$k_{RT}$	tuhost reálného testu

## **Seznam obrázků**

- Obrázek 1.1: Úbytek silového účinku (relaxace napětí) pro různé velikosti konstantní deformace
- Obrázek 1.2: Změna deformace (tečení materiálu) pro různé zatížení
- Obrázek 1.3: Závislost napětí na deformaci PU vzorku - rozdělení na 3 oblasti
- Obrázek 1.4: Přenosová charakteristika, průběh tuhostního koeficientu, průběh tlumícího koeficientu
- Obrázek 2.1: Konstrukce „Pulsátoru“
- Obrázek 2.2: Hliníkové profily od firmy ITEM
- Obrázek 2.3: Elektromotor YAKO YK31328A
- Obrázek 2.4: Vačkový mechanismus
- Obrázek 2.5: Optický snímač polohy Balluff
- Obrázek 2.6: Umístění optických snímačů polohy
- Obrázek 2.7: Specifikace a usazení indentoru ISO 3385
- Obrázek 2.8: Specifikace a usazení figuríny SK37
- Obrázek 3.1: Test závislosti síly a deformace
- Obrázek 3.2: Hysterezní křivka 980 N - ISO 3385
- Obrázek 3.3: Hysterezní křivka 980 N - Figurína SK37
- Obrázek 3.4: Hloubka zatlačení indentoru ISO 3385 pro dané zatížení
- Obrázek 3.5: Korelace CLD/ILD dle BMW
- Obrázek 3.6: Korelace ILD/CLD dle VW
- Obrázek 3.7: Statické testování ve vozidle s lidským subjektem
- Obrázek 3.8: Úprava tlakové mapy testovaného subjektu
- Obrázek 3.9: 1. fáze statického testování ve vozidle pomocí vlačovacích elementů
- Obrázek 3.10: 2. fáze statického testování na pulsátoru pomocí vlačovacích elementů
- Obrázek 3.11: Úprava tlakové mapy figuríny SK37 - 74 kg
- Obrázek 3.12: Tlakové rozložení figuríny SK37 ve vozidle - 33, 42, 60 a 74 kg
- Obrázek 3.13: Tlakové rozložení figuríny SK37 na pulsátoru - 33, 42, 60 a 74 kg
- Obrázek 3.14: Tlakové rozložení indentoru ISO 3385 ve vozidle - 30, 42, 60 a 74 kg
- Obrázek 3.15: Tlakové rozložení indentoru ISO 3385 na pulsátoru - 30, 42, 60 a 74kg
- Obrázek 3.16: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 30 kg
- Obrázek 3.17: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 42 kg
- Obrázek 3.18: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 60 kg
- Obrázek 3.19: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 74 kg
- Obrázek 3.20: Spektrální výkonové hustoty (PSD) signálů z laboratorního měření pro jednotlivé zátěže
- Obrázek 3.21: Přenosové charakteristiky z laboratorního měření pro jednotlivé zátěže
- Obrázek 3.22: Trasa měření za provozu
- Obrázek 3.23: Umístění měřicích čidel na sedáku
- Obrázek 3.24: Umístění čidla na ližině rámu
- Obrázek 3.25: Pozice tlakového senzoru
- Obrázek 3.26: Vstupní a výstupní signál
- Obrázek 3.27: Přenosová charakteristika jízdy na pozemní komunikaci s lidským subjektem
- Obrázek 4.1: Porovnání přenosových charakteristik jednotlivých zatížení indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu
- Obrázek 4.2: Porovnání přenosových charakteristik z měření za provozu a v laboratorních podmínkách (zátěž 74 kg)

- Obrázek 4.3: Porovnání spektrální výkonové hustoty pro jednotlivá zatížení
- Obrázek 4.4: Stlačení PU pěny v důsledku deformace sedacími kostmi
- Obrázek 4.5: Stlačení PU pěny indentorem ISO 3385
- Obrázek 4.6: Porovnání vyseparovaných ploch indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu
- Obrázek 4.7: Ilustrační příklad průběhu tuhosti ve třech zónách z hlediska statické charakteristiky
- Obrázek 5.1: Stanovení pracovního bodu reálného a laboratorního testu
- Obrázek 5.2: Rozdílné výšky testovaného sedáku v kontaktní oblasti
- Obrázek 5.3: Typické nelineární mechanické chování buněčné struktury, rozdělení do tří zón [8]
- Obrázek 5.4: Porovnání přenosových charakteristik pro jednotlivá zatížení

## **Seznam tabulek**

- Tabulka 2.1: Specifikace elektromotorů
- Tabulka 2.2: Frekvenční rozsah, otáčky a maximální zrychlení pro jednotlivé vačky
- Tabulka 3.1: Výsledky statických měření testovaného subjektu
- Tabulka 3.2: Výsledky statických měření figuríny SK37 v automobilu s různými zátěžemi
- Tabulka 3.3: Výsledky statických měření figuríny SK37 na pulsátoru s různými zátěžemi
- Tabulka 3.4: Výsledky statických měření Indentoru ISO 3385 v automobilu s různými zátěžemi
- Tabulka 3.5: Výsledky statických měření Indentoru ISO 3385 na pulsátoru s různými zátěžemi
- Tabulka 4.1: Hodnoty rezonancí jednotlivých zatížení indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu
- Tabulka 4.2: Výpočet tuhosti pro jednotlivá zatížení
- Tabulka 5.1: Porovnání indentoru ISO 3385 a TS - výsledné hodnoty
- Tabulka 5.2: Rozdíl hodnot silového zatížení a přepočet na hmotu



## Úvod

Tato diplomová práce se zabývá testováním automobilové sedačky z hlediska vibrací vstupujících do polyuretanové pěny (dále jen PU) při provozu na pozemních komunikacích a v laboratorních podmínkách. Práce je rozdělena na teoretickou a praktickou část a obě se mezi sebou prolínají. Automobilová sedačka je nejdůležitějším faktorem při posuzování komfortu jízdy v automobilu. Ve firmě proseat s.r.o. Mladá Boleslav se na oddělení před-vývoje zabývají dynamickým testováním PU pěn. Ve spolupráci s Technickou univerzitou v Liberci (dále jen TUL), Fakultou stejné, konkrétně katedrou Části a mechanismy strojů bylo vyvinuto vibrační testovací zařízení tzv. „pulsátor“. Cílem práce je verifikovat optimální metodiku laboratorního testování sedáků z hlediska jeho namáhání v reálném provozu, tzn. přiblížit vstupní a okrajové podmínky co nejblíže realitě.

První krok k úspěšnému porovnání a navržení vhodného testování byl test měření vibrací za provozu vozidla. Měření proběhlo ve spolupráci TUL. Univerzita poskytla veškeré měřicí zařízení a naopak firma proseat dodala testované vozidlo. Jednalo se o model vozu Škoda Fabia druhé generace, který spadá do kategorie střední třídy. V tomto modelu vozu je použit pro PU pěnové díly methyldiisokyanát (dále jen MDI).

V současné době neexistuje figurína pro laboratorní testování, která by odpovídala vlastnostem lidského organismu (zatlumené deformovatelné vícehmotové soustavě) a neexistuje metodika, jak vyhodnotit deformaci pěny v důsledku zatížení sedacími kostmi.

Jedním z faktorů určujícím porovnání mezi reálným provozem a laboratorním testem byla přenosová charakteristika vibrací, dalším z měřitelných faktorů je rozložení tlaku v kontaktní zóně.

Z důvodu zjištění kontaktních tlaků, plochy zatížení a síly působící na sedák byla provedena série statických testů. Měření se uskutečnilo pomocí dvou vtlačovacích elementů a jedním lidským subjektem. Jelikož je stavba lidského těla více-hmotovou soustavou, je velice obtížné simulovat zatížení sedáku způsobené sedacími kostmi, které obklopují svaly, tuk a další části sedacích partií. Tyto měkké tkáně navíc soustavu zatlumí oproti kovovým vtlačovacím elementům.

Kromě statických testů pomocí tlakového snímače a programu na vyhodnocení tlaků xsensor byl využit stroj Zwick Roell Z005, s jehož pomocí je možno změřit vnoření vtlačovacího elementu do PU pěny. Výstupem tohoto měření je tzv. hysterezní křivka, která udává hloubku vtlačení elementu v závislosti na velikosti síly. Pomocí hysterezní křivky lze také snadno vyhodnotit několik mechanických vlastností pěny, jako je tvrdost, pružící a tlumící hodnoty, ze kterých je možno dopočítat tzv. komfortní hodnotu.

Výsledky z jednotlivých testů určí optimální parametry laboratorního testování v porovnání s testovaným lidským subjektem z hlediska zatížení PU pěny a její tuhosti.

## 1. Polyuretanové pěnové materiály

Polyuretanové pěny (dále jen PU) jsou v automobilovém průmyslu nejpoužívanějším materiálem k výrobě opěr, sedáku, hlavových a loketních opěrek atd. Produkce PU pěn je poměrně rychlá a přesná. Dle zkonstruované formy lze dosáhnout rozmanitých tvarů v relativně krátkém čase.

Ve firmě proseat s.r.o. se při výrobě polyuretanové pěny používá chemická směs izokyanátové a polyolové pryskyřice, která při vysokém tlaku reaguje a tvoří polyuretanovou směs. Firma proseat ve svých výrobních závodech používá dva typy izokyanátů, toluenediisocyanate (TDI) a methyldiisocyanate (MDI) a volba jednotlivého izokyanátu dle jeho fyzikálních vlastností závisí na požadavcích a očekáváních zákazníků. V některých střediscích se používá třetí druh izokyanátu k výrobě kompaktní pěny. Pro polyoly se používají dvě různé molekulové hmotnosti a liší se funkcí produktu, kde je hlavní polyol pro MDI a kde je hlavní polyol pro TDI. Navíc u TDI pěn se používají pevné polyoly pro zvláštní kapacity tvrdosti. Při výrobě polyolové pryskyřice jsou přidány katalyzátory, silikony / emulgátory, buněčné aktivátory, zesilující látky a voda. [12] Při produkci PU pěn nevznikají žádné vedlejší látky kromě oxidu uhličitého. Ten je zde naopak potřebný z důvodu struktury PU a objevuje se ve formě pórů. Díky oxidu uhličitému získává PU pěna své nedocenitelné vlastnosti a to v oblasti tlumení a pružení. Jedinými tuhými odpady jsou přetoky u forem, odřezky či zmetky.

Polyuretanové pěny se liší svými fyzikálními vlastnostmi, jako je tvrdost, odolnost proti opakovanému stlačení, pružící a tlumící hodnoty či elasticita. K dosažení požadovaných vlastností dochází sloučením obou typů pryskyřic ve správném poměru. Smíchání obou komponentů probíhá ve vstřikovací hlavici a poté je směs nalita do formy. Tento proces musí být co nejrychlejší, jelikož ihned po promíchání obou látek dochází k chemické reakci. Výsledný výrobek může kombinovat různé vlastnosti. Zákazník si může např. zvolit, že okraje výrobku mohou mít jinou tvrdost než střed. Při výrobě sedáků jsou tyto kombinované vlastnosti velmi běžné a žádané.

## 1.1 Mechanické vlastnosti PU pěn

Mechanické vlastnosti PU materiálu výrazně ovlivňují komfort sezení a to jak ve statickém, tak i dynamickém stavu. Jsou závislé na chemickém složení a na vzájemném poměru jednotlivých komponentů. Správným poměrem polyolu (vypěňovadla), izokyanátu a vody dochází k uvolňování kysličníku uhličitého, díky němuž se vytváří pěnová struktura. Vznikající polyuretan již během vypěňování začíná tuhnout. Dle chemického složení směsi lze produkovat pěny TDI či MDI. Obě tyto varianty lze vyrábět ve dvou provedeních, s otevřenými či uzavřenými póry. Pro výrobky s otevřenými póry je typické, že povrchová struktura se liší od struktury vnitřní. Povrch je tvořen méně prodyšnou vrstvou, která zčásti brání unikání vzduchu. Vnitřní struktura je protkána vzájemně propojenými dutinami, které při deformaci hmoty umožňují volný pohyb vzduchu. Vibroizolační vlastnosti jsou ovlivněny jak obecnými vlastnostmi PU materiálu, tak i dalšími faktory. Mezi ně můžeme zařadit tvar výsledného polotovaru, vložené inserty (dráty, rám, EPP, atd.), polstrování a s ním spojené švy. [5] Pružné materiály mají mechanické vlastnosti charakterizované tuhostí  $k$  a tlumením. [6] Matematický model tuhosti je popsán v kapitole 4.3. Mechanickými vibracemi vstupujícími do automobilové sedačky a jejich analýzou se značně zabývají Mansfeld [9] a Griffin [10]. Zkoumají reakci lidského těla na mechanické vibrace a jejich dopad na zdraví stav. [4]

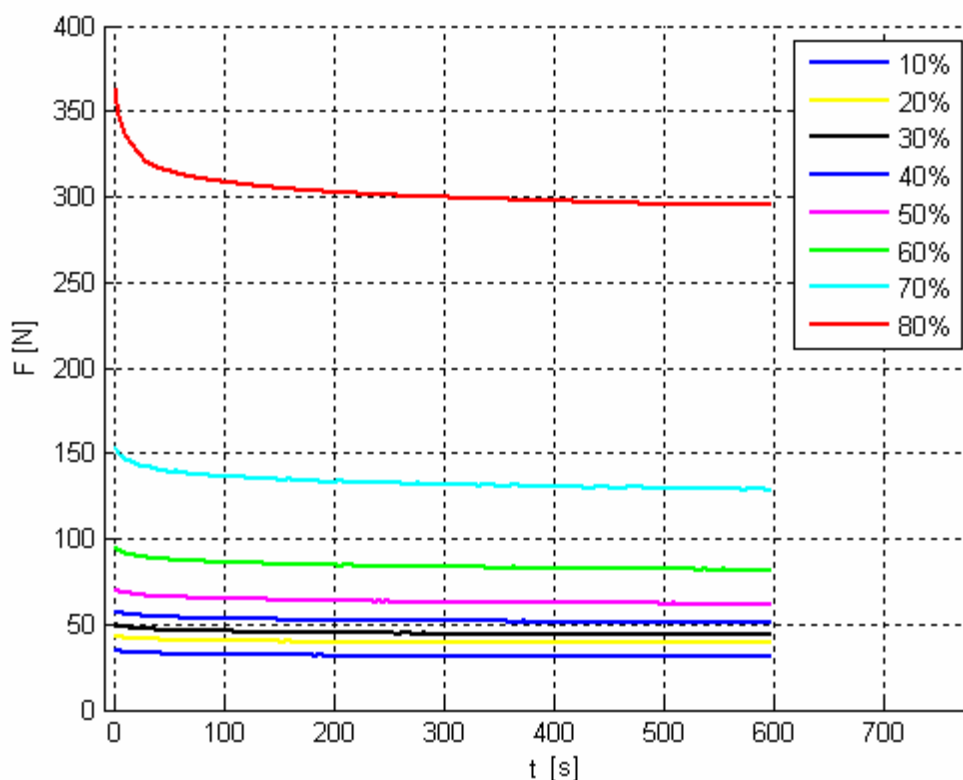
## 1.2 Statické vlastnosti PU pěn

PU pěna je charakteristická tzv. viskoelastickými vlastnostmi. To znamená, že kombinuje vlastnosti pevné a kapalné látky. Elastické vlastnosti PU pěn převládají u krátkodobého zatěžování. Naopak při dlouhodobém zatěžování je chování PU pěny podobné viskózní kapalině. Statické vlastnosti závisí na obou těchto chováních. [4]

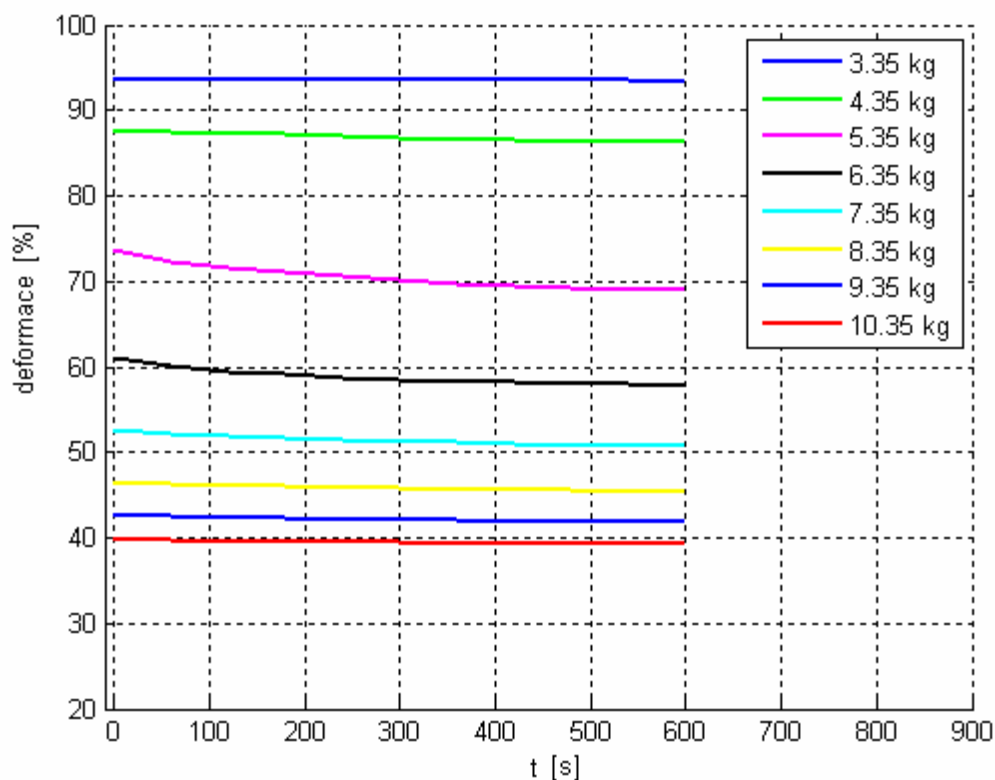
PU materiál je charakteristický svým silně nelineárním chováním. Při stlačování vzorku je silová odezva závislá na deformaci, i na rychlosti deformace. Tzv. hysterezní křivka je tvořena závislostí napětí na deformaci při stlačování a odlehčování materiálu. Při stlačování dochází k destrukci pórů materiálu a při následném odlehčení k jejich obnovení. Při dlouhodobém zatěžování dochází díky viskóznímu chování ke dvěma význačným dějům. Při trvalé deformaci dochází k destrukci pórů, které nejsou schopny

se regenerovat dostatečně rychle. Tento jev je obecně znám jako **relaxace** materiálu (obrázek 1.1). Díky trvalému zatížení pěny konstantním tlakem dochází k rovnoměrnému zvýšení deformace a tím k poklesu napětí. Časová deformace v důsledku konstantního napětí se nazývá **tečení** (obrázek 1.2). Jde o stav, kdy je pěna trvale zatěžována stálým napětím a díky tomu dochází k rovnoměrnému zvyšování deformace s časem. Z důvodu sestavení materiálového modelu pro statické namáhání konstantním napětím je nutno sledovat jak relaxaci napětí, tak i tečení PU materiálu. [4]

Jan Petřík se ve své disertační práci zabývá testováním vzorků PU materiálu. Mimo jiného zde zkoumá úbytek silového účinku a změnu deformace s různými zatíženími. Relaxační děj je významný v prvních momentech po zatížení a s postupem času se výrazně zpomalí pokles síly. [5] Z grafu je patrné, že se zvyšující velikostí konstantní deformace se také zvyšuje úbytek silového účinku.



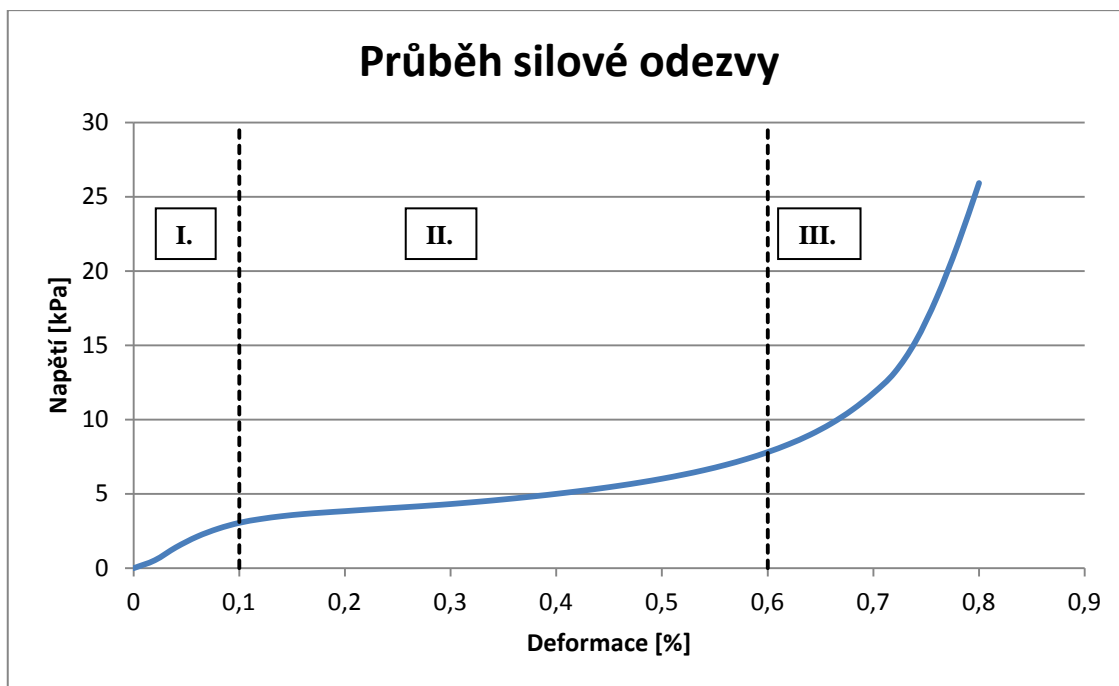
**Obrázek 1.1: Úbytek silového účinku (relaxace napětí) pro různé velikosti konstantní deformace [4]**



**Obrázek 1.2: Změna deformace (tečení materiálu) pro různé zatížení [4]**

### 1.3 Dynamické vlastnosti PU pěny

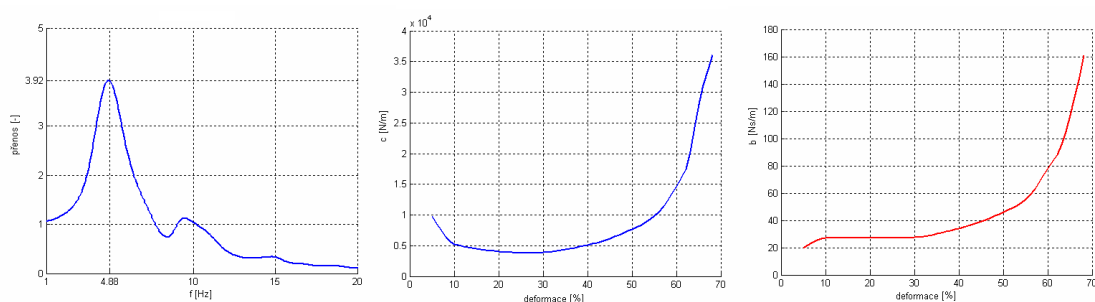
Při stlačování PU materiálu zvyšující se silou má silová odezva znázorněn průběh na obrázku 1.3. Průběh silové odezvy je ukázán na vzorku PU pěny o velikosti 100x100x50mm. Obecně se křivka závislosti silové odezvy na deformaci dělí na tři oblasti. Oblast **I.** se vyznačuje mírnou deformací pěny 5-10%. Je zde téměř lineární náběh z nulových hodnot s vyšší strmostí (tuhost). Tato oblast vykazuje vysokou elasticitu a vysokou místní tuhost. Oblast **II.** je tzv. oblast jízdního komfortu. Deformace pěny se pohybuje mezi 10 a 60%. Opět je zde téměř lineární nárůst síly s nejnižší strmostí. Typický pro tuto oblast je efekt odpružení s vysokým tlumením a nízkou místní tuhostí. Oblast **III.** je charakteristická deformací pěny zhruba 60% a více. Vyznačuje se prudkým zvýšením napětí. Má nelineární průběh a razantně roste strmost. Dochází k viditelnému zhutnění pěny a k zvýšení místní tuhosti. V této oblasti ztrácí pěna své vlastnosti. Díky zvyšujícímu silovému účinku pěna velmi tuhne a přibližuje se svými vlastnostmi k pevné desce. [4] [5] [8]



**Obrázek 1.3: Závislost napětí na deformaci PU vzorku - rozdělení na 3 oblasti [4]**

Díky viskoelastickému chování PU materiálu je nutné vhodným způsobem charakterizovat a modelovat toto chování. Vědní obor Reologie se zabývá studiem deformací hmot a hledá vzájemné vztahy mezi napětím, deformací a rychlostí deformace pro rozličné druhy materiálů. Vytváří tzv. reologické modely, díky kterým se snaží co nejlépe vystihnout chování různých materiálových látek. K popisu látek s viskózním chováním slouží model newtonovské látky. Při popisu kovových materiálů lze využít model hookovské látky. Velké množství látek nelze prostřednictvím jednoduchých modelů popsat vůbec. Takové látky je nutno popisovat obecnými reologickými modely. Při vytváření obecného reologického modelu se nejčastěji omezujeme na kombinaci Newtonova viskózního a Hookova elastického členu. Chování PU materiálu leží na hranici mezi kapalnou a pevnou látkou. Proto se pro jeho reologický popis používá kombinace obou látek. Spojování jednotlivých členů obecného reologického modelu lze provádět sériově či paralelně. Tzv. Maxwellův reologický model spojuje sériově newtonské viskózní kapaliny a hookovské elastické látky. Kelvinův reologický model naopak spojuje paralelně hookovské elastické látky a newtonské viskózní látky. [4]

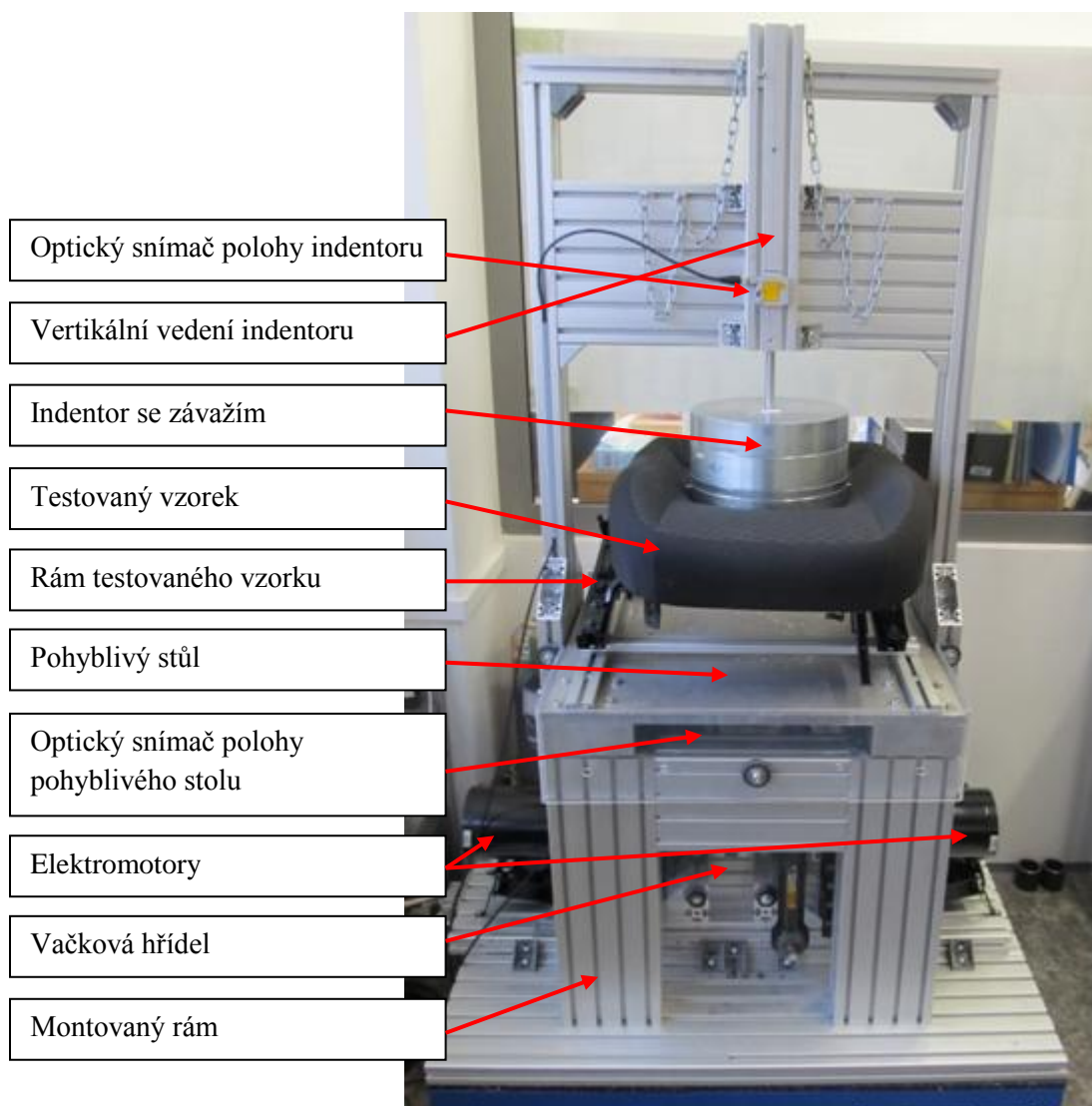
Jan Petřík ve své disertační práci popisuje využití reologických modelů na vzorku PU pěny. Díky těmto modelům jsme schopni zjistit fázové a přenosové charakteristiky, průběh tuhostního koeficientu, či průběh koeficientu tlumení (obrázek 1.4). Z průběhu přenosové charakteristiky je možno určit tzv. vlastní (rezonanční) frekvenci. Rezonanční frekvence odpovídá špičce amplitudové závislosti. Koeficient tlumení je možné určit ze znalosti průběhu amplitudové frekvenční charakteristiky a koeficient tuhosti je přímo úměrný derivaci průběhu síly na deformaci. [4]



**Obrázek 1.4: Přenosová charakteristika, průběh tuhostního koeficientu, průběh tlumícího koeficientu [4]**

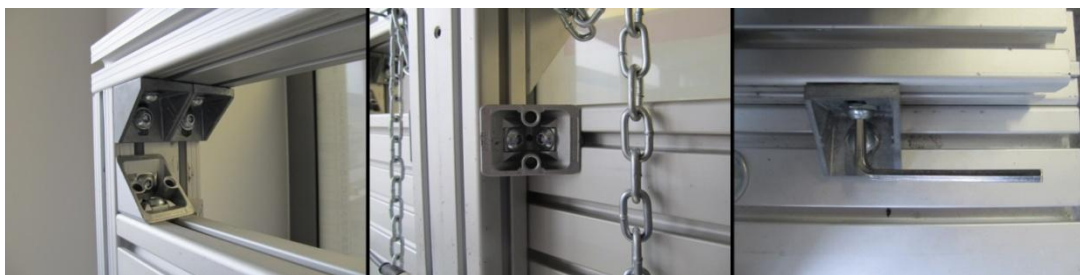


## 2. Vibrační testovací zařízení – „Pulsátor“



**Obrázek 2.1: Konstrukce „Pulsátoru“**

Ve spolupráci s TUL bylo pro firmu proseat sestrojeno vibrační testovací zařízení tzv. „pulsátor“ (obrázek 2.1). Účelem tohoto zařízení je provádění dynamického testování PU pěn. Montovaný rám pulsátoru, posuvné uložení elektromotorů a vačkového mechanismu, podložka i další nosné části jsou zkonstruovány z hliníkového profilu od firmy ITEM (obrázek 2.2). Tuto nosnou konstrukci lze díky jednoduchým spojům snadno složit, rozložit, či měnit rozteče a výšku, dle požadovaného druhu testování. Na tomto stroji lze testovat sedáky, PU bloky a také vzorky „kostiček“ vyřezaných z hotových dílů.



**Obrázek 2.2: Hliníkové profily od firmy ITEM**

## 2.1 Budič vibrací

Jako budiče vibrací jsou použity dva elektromotory YK31328A od firmy YAKO (obrázek 2.3). Jedná se o třífázové hybridní krokové motory. Specifikaci těchto motorů uvádí tabulka č. 2.1.

<b>Model</b>	YK31328A	<b>Doporučený budič</b>	YKB3722MA
<b>Úhel kroku (°)</b>	1,2	<b>Indukčnost (mH)</b>	21. 52
<b>Délka (mm)</b>	280	<b>Moment setrvačnosti (g.cm<sup>2</sup>)</b>	45500
<b>Statický moment (N.m)</b>	50	<b>Hmotnost (kg)</b>	23
<b>Proud (A/fáze)</b>	6.0	<b>Odpor (Ω)</b>	3,3

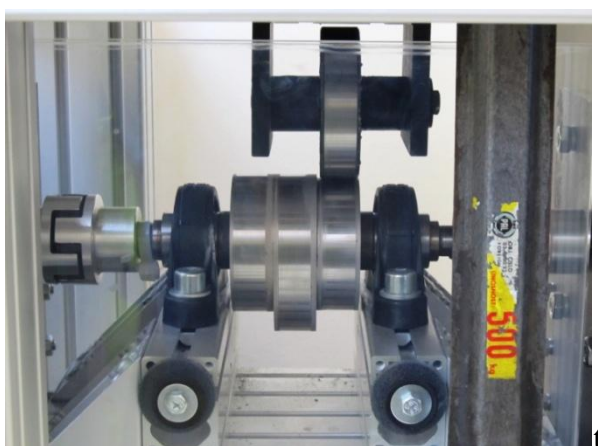
**Tabulka 2.1: Specifikace elektromotorů**



**Obrázek 2.3: Elektromotor YAKO YK31328A**

## 2.2 Přenos vibrací do testované PU pěny

Přenos vibrací zajišťuje vačková hřídel poháněná elektromotory, která nadzvedá stůl pulsátoru. Na vačkovou hřídel je možno uložit až 3 druhy vaček či excentrů a to dle požadovaného druhu testování (obrázek 2.4). Vačky se liší zdvihem a každá z nich je uzpůsobena pro různé frekvenční spektrum vibrací s různými rychlostmi (tabulka 2.2). Vačky jsou vhodné pro dlouhodobé testování únavy s konstantní hodnotou frekvence vibrací. Pro krátkodobá měření přenosu je vhodnější využít excentry, které lépe snášejí frekvenční změny.



Obrázek 2.4: Vačkový mechanismus

	Frekvence [Hz]	Otáčky [ot/min]	Maximální zrychlení [m.s <sup>-2</sup> ]
Vačka 1 (zdvih 17,147 mm)	1	60	2,2
	2	120	8,8
	3	180	11,1
Vačka 2 (zdvih 6,299 mm)	3	180	7,5
	4	240	13,1
	5	300	20,4
	6	360	29,4
Vačka 3 (zdvih 3,429 mm)	6	360	16,1
	7	420	21,8
	8	480	28,5
	9	540	36,1

Tabulka 2.2: Frekvenční rozsah, otáčky a maximální zrychlení pro jednotlivé vačky

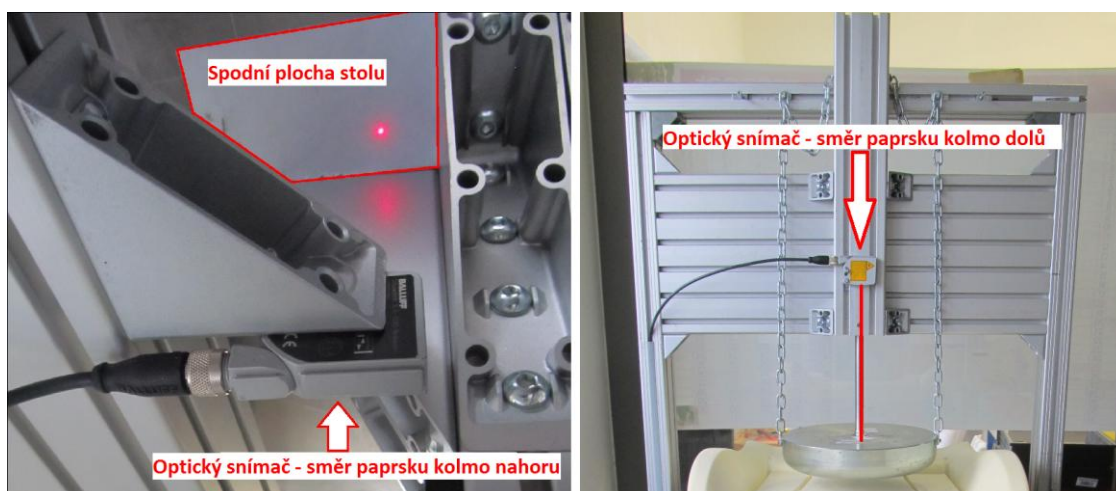
## 2.3 Optické snímače polohy

Měřicí část pulsátoru obstarávají dva optické snímače polohy od firmy Balluff. Jedná se o typ fotoelektrického snímače vzdáleností (obrázek 2.5).



Obrázek 2.5: Optický snímač polohy Balluff

První z nich (obrázek 2.6) je umístěn na vertikálním vedení a paprsek směřuje kolmo dolů na plochu indentoru (případně závaží). Druhý senzor je umístěn uvnitř montovaného rámu a jeho paprsek směřuje kolmo nahoru na spodní plochu pohyblivého stolu. Před každým měřením je nutno horní snímač kalibrovat, jelikož s různými zátěžemi se mění poloha měřicího bodu. Poloha dolního snímače se nemění, i kalibrace zůstává stejná.



Obrázek 2.6: Umístění optických snímačů polohy

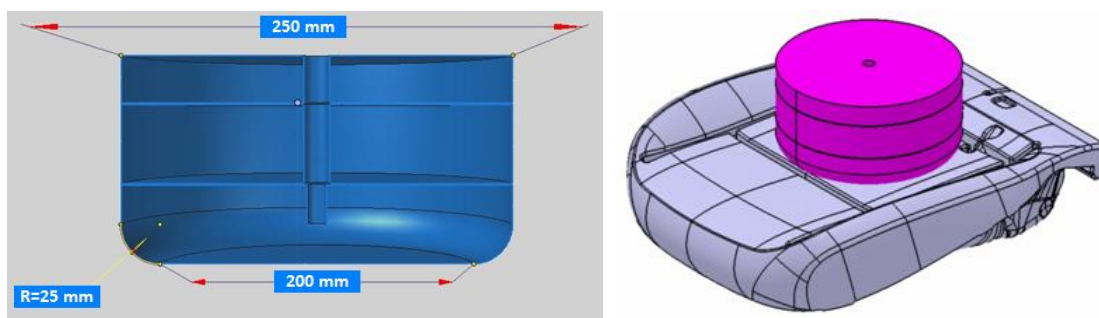
## 2.4 Použité vtlačovací elementy

Během laboratorního testování byly použity dva vtlačovací elementy a to z důvodu širšího porovnání kontaktních tlaků s testovaným subjektem.

### 2.4.1 Indentor ISO 3385

První z nich je indentor zkonstruován dle normy ČSN ISO 3385 – Stanovení únavy při konstantním zatížení. Tato norma definuje vtlačovací element s kruhovou základnou o celkovém průměru 250 mm. Specifikace a umístění indentoru v zadní části sedáku, aby co nejlépe simuloval sedací plochu přepravované osoby, je zobrazena na obrázku 2.7. Indentor má průměr stykové plochy zmenšený o 50 mm oproti celkovému průměru. Poloměr zaoblení o velikosti 25mm nahrazuje ostrou hranu a to z důvodu možného roztržení pěny při dynamickém testování.

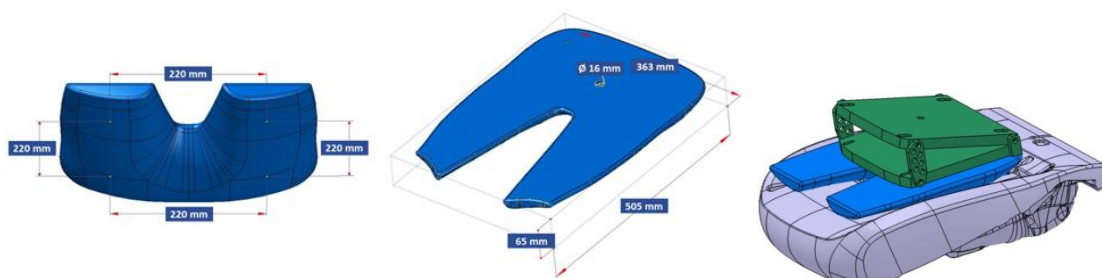
Oscilační pohyb zajišťuje vačková hřídel, která nadzvedá podložku nesoucí zkušební PU pěnu. Vtlačovací element musí být upevněn, aby nedocházelo k přetěžování zkušebního tělesa. Povrch vtlačovacího elementu musí být hladký a neleštěný. Indentor je vyroben z oceli s pozinkovanou povrchovou úpravou, jeho celková hmotnost je 18,2 kg.



Obrázek 2.7: Specifikace a usazení indentoru ISO 3385

### 2.4.2 Figurína SK37

Druhý vtláčovací element, který byl použit v laboratorním testování je Figurína SK37. Je vyrobena z duralu a její hmotnost včetně polohovacího zařízení činí 32,3 kg. Tvar a rozměry ukazuje obrázek 2.8. Figurína svým tvarem simuluje sedací partie lidského těla, avšak nedokáže napodobit charakteristické zatlumení měkkých tkání lidského těla.



Obrázek 2.8: Specifikace a usazení figuríny SK37

### 3. Testování PU pěn

Ve světě je testování PU pěn velice rozšířeno. Jelikož je automobilová sedačka hlavním faktorem v posuzování komfortu sezení při jízdě ve vozidle, byla provedena řada výzkumů na optimalizaci komfortu. Dále stojí za zmínku testování závadnosti vibrací vznikajících při jízdě ve vozidle na lidské zdraví. Tímto problémem se dlouhodobě zabývají výzkumné ústavy po celém světě. Zvláště u profesionálních řidičů nákladních automobilů docházelo ke zdravotním komplikacím v důsledku častého řízení vozidla.

Ve firmě proseat testují PU pěny z různých hledisek. Jako příklady můžeme uvést test hořlavosti, vytrhávací síly, stanovení vody ve směsi, stanovení objemové hmotnosti či test hystereze.

V rámci TUL se na Fakultě strojní (Katedra částí a mechanismů strojů, Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti) zabývají rozmanitým testováním PU pěn. Jan Petřík z Katedry částí a mechanismů strojů se ve své disertační práci (Interakce automobilové sedačky a zátěže) zabývá vytvořením způsobu virtuálního testování automobilových sedaček na základě mechanických vibrací do nich vstupujících. Také se zabývá analýzou mechanických vibrací vstupujících do kotvení sedačky a v závislosti na tom definuje testovací signál pro laboratorní testy. Dále analyzuje materiálové vlastnosti jednotlivých součástí, ale i celé sedačky. Analyzuje mechanické vlastnosti PU pěn a dle nich popisuje vlastnosti PU pěn při reálném zatěžování. Tento druh virtuálního testování lze využít při vývoji nových prototypů či při optimalizaci stávajících sériových sedaček. [4]

David Círk z Katedry mechaniky, pružnosti a pevnosti se ve své disertační práci (Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny) zabývá charakteristikou mechanických vlastností PU pěny. Kromě známých vlastností popisuje lineární průběh práce tlumící síly na frekvenci harmonického buzení a na tomtéž parametru popisuje nezávislost extrému tlumící síly. Dále uvádí, že příspěvek proudícího vzduchu otevřenými póry pěnové struktury je zanedbatelný vzhledem k vlastnímu útlumu PU materiálu. Tento fakt naznačilo měření z vakuové komory. Také vypracoval metodiku pro aproximaci tlumící síly pro harmonické buzení a také reologický model PU pěny. [5]



Rudolf Martonka z Katedry částí a mechanismů strojů ve své disertační práci (Měření vlastností automobilových sedaček a jejich inovace) řeší problematiku měření vlastností sedaček a stanovuje parametry pro objektivní hodnocení komfortu sezení. Parametry sedaček zjišťuje reálným zkoušením jednotlivých vzorků a některé z nich verifikuje v modelovém prostředí. Sestavil databázi statických a dynamických parametrů sedaček a to i dle výsledků laboratorních zkoušek s lidskou zátěží. [6]

### **3.1 Laboratorní statické testování**

Z důvodu zjištění tlakové mapy, vnoření indentoru do PU pěny či určení pracovního bodu byla provedena série statických testů. K určení vnoření vtlačovacího elementu do PU pěny slouží tzv. hysterezní test. Tento druh testu popisuje podkapitola **3.1.1**. Dále byla provedena série statických testů pomocí tlakového senzoru. Výstupem z nich je tlaková mapa zatížení lidského subjektu, či vtlačovacího elementu. Díky tomuto testování je možno vyhodnotit, v jakých oblastech je sedák nejvíce namáhán. Postupy a výsledky tohoto druhu testování popisuje kapitola **3.1.2**. Posledním výstupem statických měření bylo určení pracovního bodu. Pomocí ilustrační křivky závislosti síly na deformaci s maximální silou 980 N byl určen pracovní bod dle upravených ploch zatížení.

#### **3.1.1 Hysterezní test**

Test hystereze se provádí na stroji Zwick/Roell Z005 (obrázek 3.1). Testovaný sedák se stlačuje pomocí indentoru silou 980 N. Na grafu hysterezní křivky můžeme vidět na ose  $x$  deformaci [mm] a na ose  $y$  stlačovací sílu [N]. Tvar hysterezní křivky připomíná „banán“ a jedná se o uzavřenou křivku. Skládá se ze dvou částí, křivka zatížení a křivka odlehčení. Pomocí těchto křivek jsme schopni zjistit důležité charakteristiky pěn, jako je tvrdost pěny (EW „Eindrück weg“ - [mm]), tlumící hodnotu pěny (DW „Dämpfung Weg“ - [mm]), pružící hodnotu pěny (FW „Feder Weg“ - [mm]), komfortní hodnotu (KW „Komfort Weg“ - [mm]) a hodnotu hystereze (H - [%]).





**Obrázek 3.1: Test závislosti síly a deformace**

Tlumicí hodnotu  $DW$  zjistíme na ose deformace jako rozdíl hodnot při zatížení 650 N na odlehčovací křivce a při zatížení 650 N na zatěžovací křivce. Pružící hodnotu  $FW$  zjistíme na ose deformace jako rozdíl hodnot při zatížení 900 N na odlehčovací křivce a při zatížení 650 N na odlehčovací křivce. Komfortní hodnotu  $KW$  zjistíme jako součet tlumicí a pružící hodnoty.

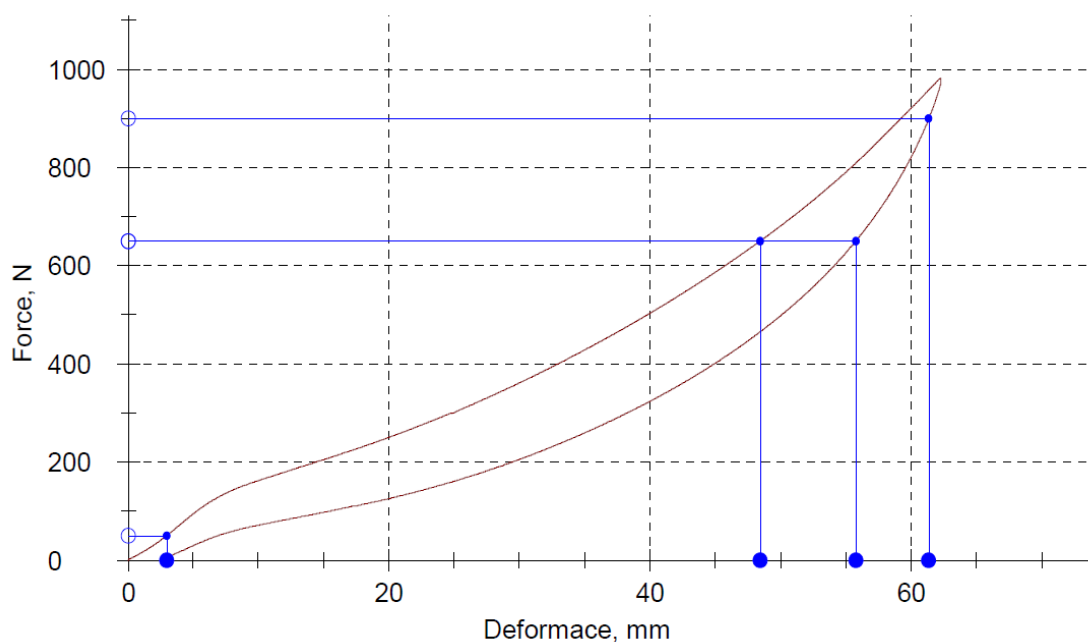
$$KW = DW + FW [mm]$$

Hodnotu hystereze zjistíme jako rozdíl energie pod křivkou zatížení a energie pod křivkou odlehčení, tento rozdíl podělíme hodnotou energie pod křivkou zatížení a výsledek přepočítáme na procentuální hodnotu.

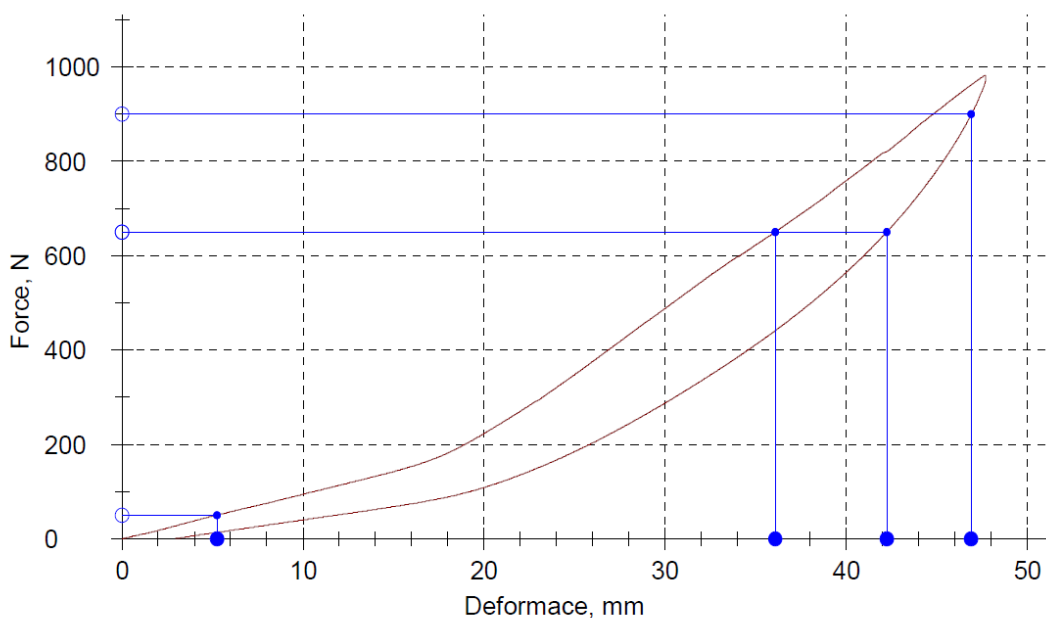
$$H = \frac{\text{Energie pod křivkou zatížení} - \text{Energie pod křivkou odlehčení}}{\text{Energie pod křivkou zatížení}} \times 100 [\%]$$

Obrázky 3.2 a 3.3 zobrazují vnoření vtláčovacích elementů ISO 3385 a figuríny SK37 do automobilového sedáku. Z grafů je patrné, že indentor ISO 3385, který na sedák působí menší plochou, se při stejné stlačovací síle vnoří hlouběji než figurína SK37. Na

počátku měření je vnoření indentoru téměř dvojnásobné, ale se zvyšující se silou tento rozdíl klesá.

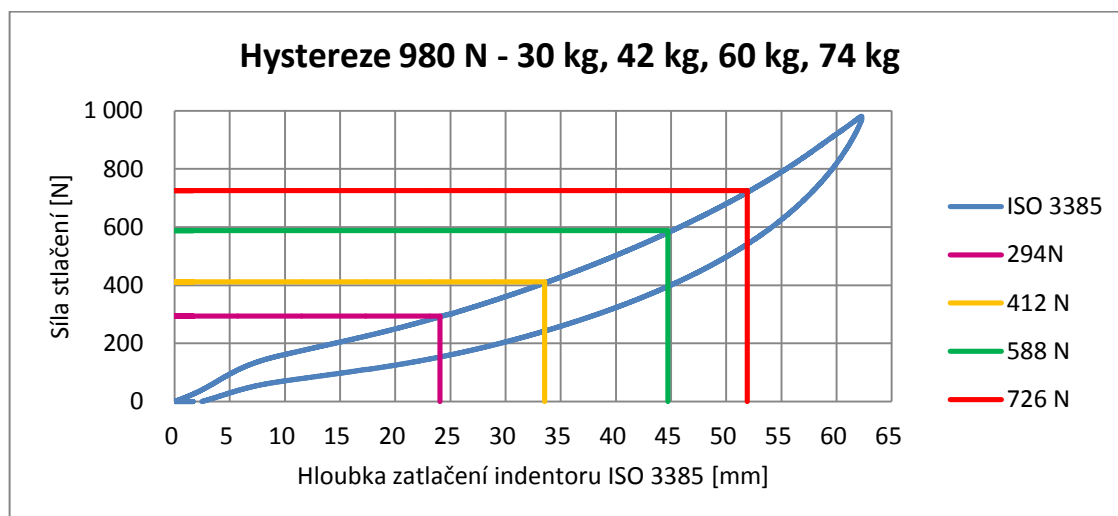


**Obrázek 3.2: Hysterezní křivka 980 N - ISO 3385**



**Obrázek 3.3: Hysterezní křivka 980 N - Figurína SK37**

Obrázek 3.4 ukazuje, o kolik se indentor ISO 3385 zatlačí do sedáku při daných hodnotách zatížení. Všechny čtyři zátěže se nacházejí ve druhé, tzv. komfortní oblasti, která má téměř lineární průběh.



**Obrázek 3.4: Hloubka zatlačení indentoru ISO 3385 pro dané zatížení**

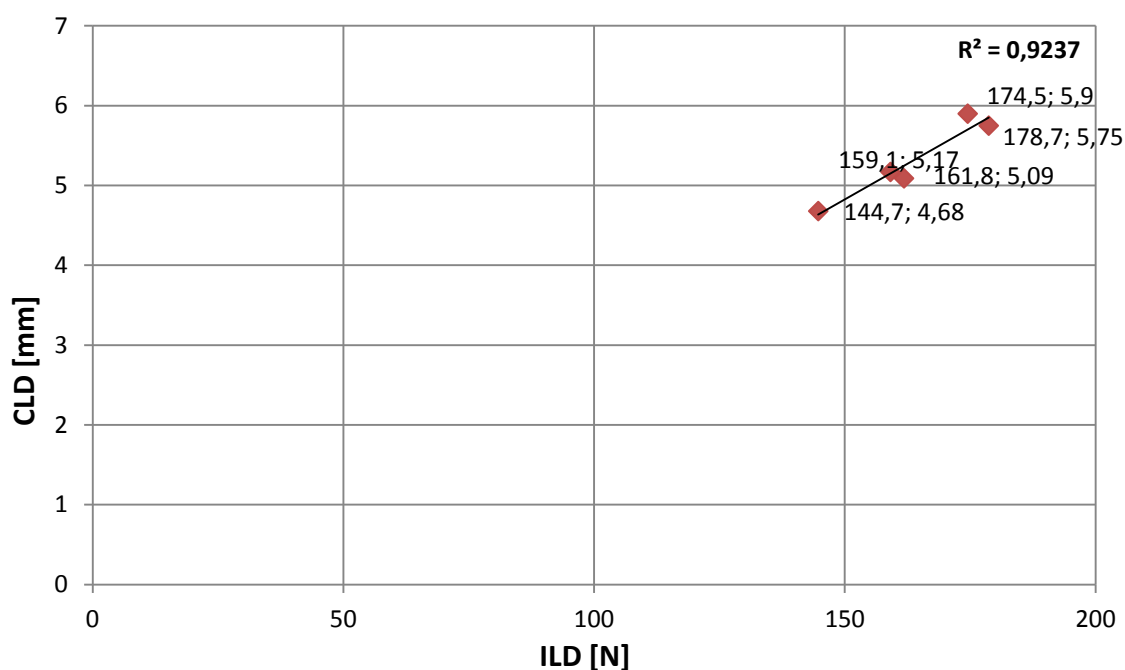
### 3.1.2 Korelace ILD/CLD

Pomocí hysterezního testu jsme schopni zjistit tvrdost pěny s rozdílnou chemií, či poměrem jednotlivých komponentů. Hodnota tvrdosti pěny společně s odolností proti opakovanému stlačení jsou faktory, na které zákazník nejvíce hledí. Odolnost proti opakovanému stlačení si zvolí zákazník a na výrobci je, aby vyrobil pěnu s touto hodnotou a s odpovídající tvrdostí.

Existuje vztah mezi těmito veličinami. Jedná se o tzv. korelaci ILD (Indentation Load Deflection) / CLD (Compression Load Deflection). Hodnota ILD odpovídá tvrdosti (Eindrück weg – dále jen EW) a měří se na hotovém díle. CLD odpovídá hodnotě odolnosti proti opakovanému stlačení (Stauchhärte – dále jen STH). Obecně platí, že čím nižší STH, tím měkčí PUR pěna. Měří se na vzorcích tzv. kostičkách a jedná se o destruktivní test. Vzorky kostiček a hotový díl musí být ze stejné chemie a se stejnými poměry přidávaných komponentů. Existuje několik metodik měření těchto vlastností a to dle toho, jakou normou se daný výrobce automobilů řídí. Zákazník si sám zvolí, v jakých hodnotách STH chce dodávat pěnové díly a je na výrobci, aby vyráběl pěny s takovou pevností, získanou korelací těchto dvou veličin. Základní norma pro měření tvrdosti, kterou se řídí výrobci vozů BMW a VW, je DIN 53579. Norma definuje testování pružné polyuretanové pěny, konkrétně vtláčovacím testem na hotových dílech

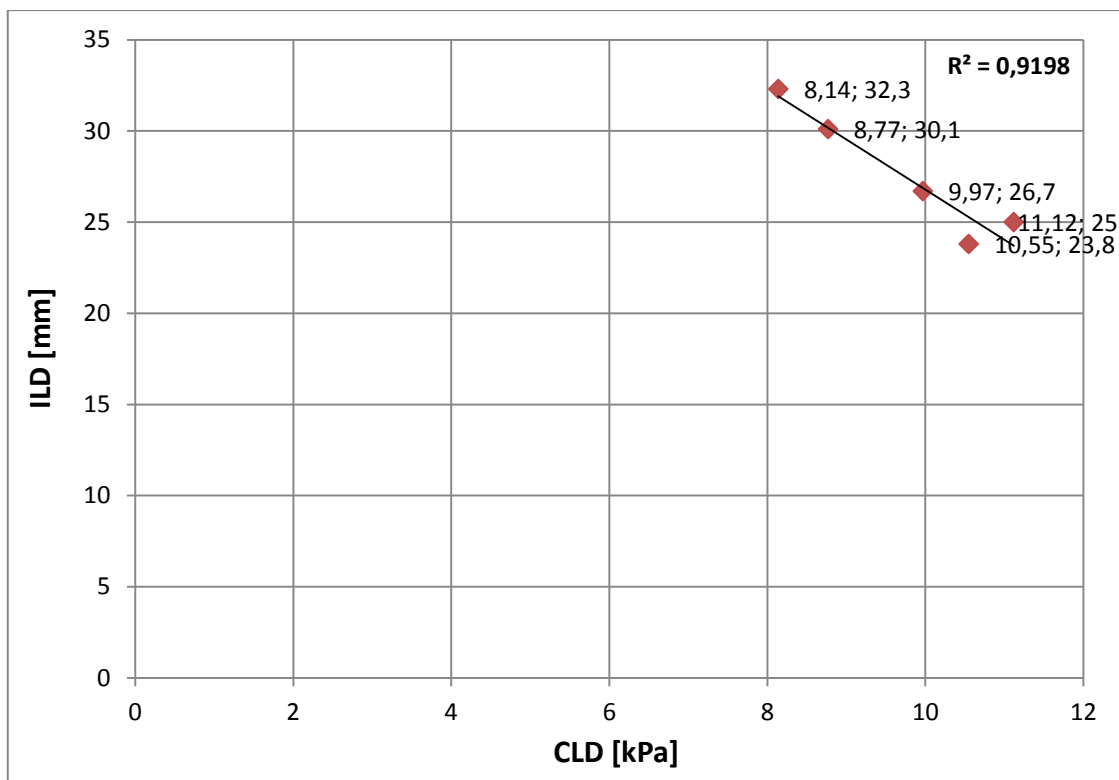
[2]. Skupina VW se také řídí normou PV 3410, která specifikuje testovací metody pro flexibilní PUR pěny [3]. Dále je vhodné zmínit normu ČSN EN ISO 3386-1, která specifikuje metody stanovení odporu nízkohustotních měkkých lehčených materiálů s maximální hustotou do 250 kg/m<sup>3</sup> proti stlačení. Dále určuje metodu pro výpočet hodnot napětí v tlaku pro tyto materiály. [1]

Jednotky, ve kterých se korelace CLD/ILD měří, se liší dle požadavků zákazníka. Pokud sloučíme hodnoty CLD a ILD pro jednotlivé vzorky, výsledkem by měla být lineární křivka. Např. firma BMW vyžaduje korelaci mezi CLD v [mm] a ILD v [N]. Křivka tohoto porovnání má rostoucí charakter (obrázek 3.5).



**Obrázek 3.5: Korelace CLD/ILD dle BMW**

Skupina VW naopak požaduje korelaci mezi ILD v [mm] a CLD v [kPa]. Křivka tohoto porovnání má klesající charakter (obrázek 3.6).



**Obrázek 3.6: Korelace ILD/CLD dle VW**

Jako nástroj pro kontrolu správné korelace slouží hodnota spolehlivosti ( $R^2$ ). Tato proměnná nabývá hodnot od 0 do 1 a pro správnou korelaci musí být  $R^2 \geq 0,9$ .

Pro výpočet korelačního koeficientu slouží rovnice:

$$\text{Correl}(X, Y) = \frac{\Sigma(x - \bar{x})(y - \bar{y})}{\sqrt{\Sigma(x - \bar{x})^2 \Sigma(y - \bar{y})^2}}$$

Výpočet hodnoty spolehlivosti je dán vztahem:

$$R^2 = \text{Correl}(X, Y)^2$$

### 3.1.3 Statické testování pomocí tlakového senzoru

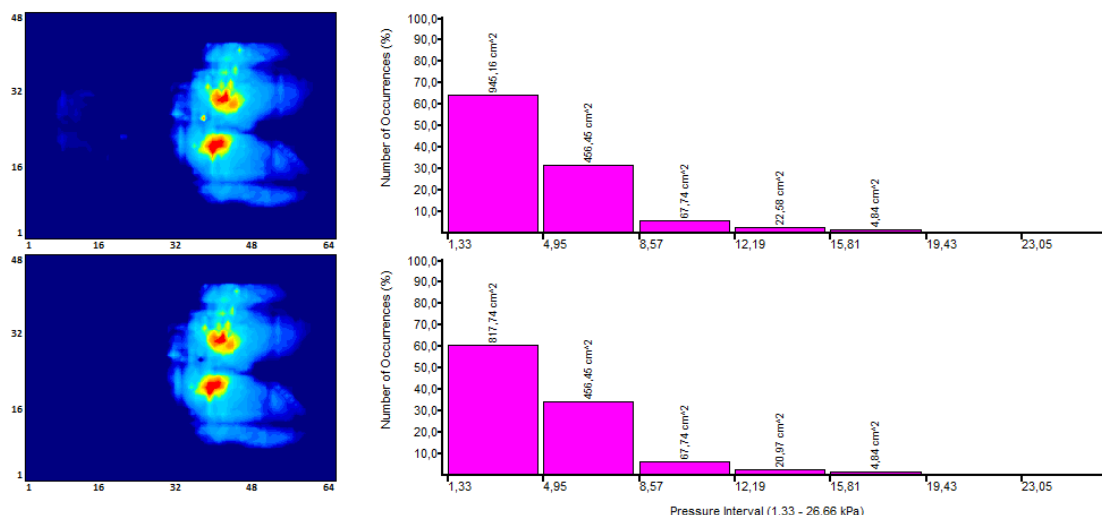
Z důvodu porovnání zatížení působících na sedák bylo provedeno statické měření. Sběr dat zajišťoval tlakový snímač a vyhodnocení proběhlo v programu xsensor. Toto měření zahrnovalo testovaný subjekt, figurínu a indentor se čtyřmi různými zátěžemi. Každé měření se třikrát opakovalo z důvodu zvýšení vypovídací hodnoty. Cílem bylo porovnat jaké tlaky, kontaktní plochu a zatížení vykazuje lidský subjekt v porovnání s figurínou a indentorem.

**Testovaný subjekt** váží cca 83 kg (obrázek 3.7). Zátěž působící na sedák je však snížena o část váhy subjektu, která je přenášena do opěry (opřená záda) a o část, která je opřena o podlahu vozidla (nohy přečnívající přes sedák). Rudolf Martonka definuje hmotnost dospělého člověka v intervalu od 50 do 125 kg. Z měření určuje, že sedící osoba zatěžuje automobilovou sedačku 80 % své hmotnosti. Z toho vyplývá, že sedačka je zatěžována hmotností od 40 do 100 kg. [6]



**Obrázek 3.7: Statické testování ve vozidle s lidským subjektem**

Tlaková mapa musela být upravena pouze na zátěž vstupující do sedáku. Úpravu tlakové mapy odečtením tlaků vstupujících do opěry zobrazuje obrázek 3.8. Nejvyšší hodnota zatížení se nachází v oblasti působení sedacích kostí a právě tuto oblast zatížení je třeba co nejpřesněji simulovat.



**Obrázek 3.8: Úprava tlakové mapy testovaného subjektu**

Z tabulky 3.1 lze přepočítat průměrnou hodnotu zatížení, ( $641 \text{ N} = 65,6 \text{ kg}$ ), což odpovídá cca 80 % celkové váhy testovaného subjektu.

Testovaný subjekt	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,70	4,73	4,67	<b>4,70</b>
Maximální tlak [kPa]	17,15	17,52	16,50	<b>17,06</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	1353,23	1361,29	1379,03	<b>1364,52</b>
Hodnota zatížení [N]	636,02	644,47	643,51	<b>641,33</b>

**Tabulka 3.1: Výsledky statických měření testovaného subjektu**

Statické testování s vlačovacími elementy figurínou SK37 a indentorem ISO 3385, popsanými v kapitole 2.4, proběhlo ve dvou fázích. V první fázi se jednalo o testování sedáku umístěného přímo ve vozidle (obrázek 3.9). Náklon sedačky ve vozidle způsobil posun figuríny, což zapříčinilo "opření" o opěru a tím snížení tlaku působícího na sedák. To samé se děje při provozu vozidla s usazeným pasažérem.



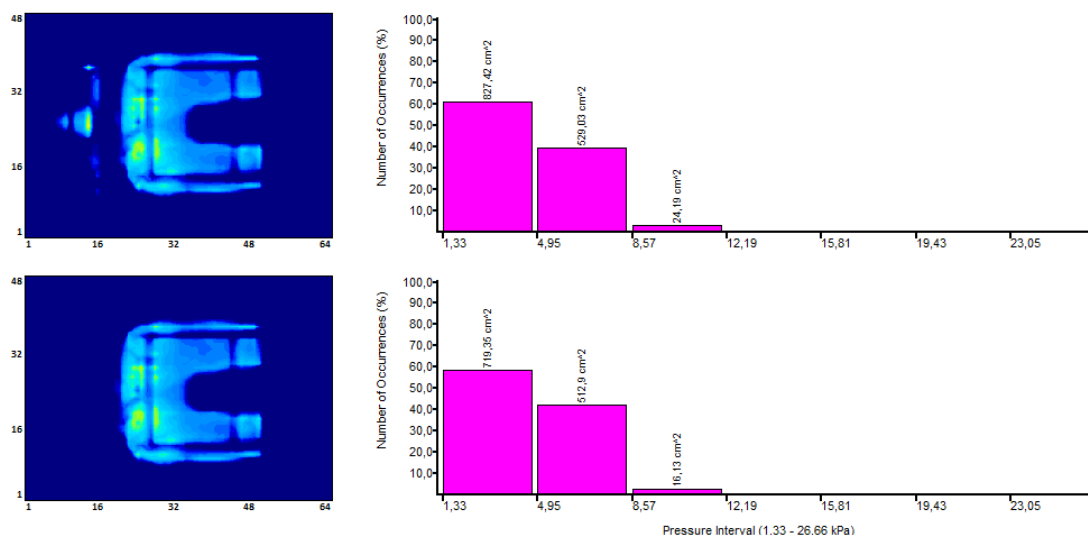
**Obrázek 3.9: 1. fáze statického testování ve vozidle pomocí vlačovacích elementů**

Druhá fáze statického testování se uskutečnila v laboratorních podmínkách. Měření probíhalo přímo na pulsátoru (obrázek 3.10), bylo zachováno stejné polohování, náklon a umístění vtláčovacího elementu jako u dynamického testování.



**Obrázek 3.10: 2. fáze statického testování na pulsátoru pomocí vtláčovacích elementů**

Statické testování s figurínou SK37 probíhalo se čtyřmi zátěžemi (33, 42, 60 a 74 kg). Zátěž byla zvolena dle možností laboratorního vybavení a uzpůsobena tak, aby se co nejvíce přibližovala zatížením s indentorem ISO 3385. Stejně jako u lidského subjektu bylo třeba odstranit tlaky vstupující do pěry sedadla (obrázek 3.11).



**Obrázek 3.11: Úprava tlakové mapy figuríny SK37 - 74 kg**

Figurína je tvarována dle sedacích partií člověka. Nicméně v dnešní době je nemožné vyrobit figurínu simulující měkké tkáně lidského těla. Z tohoto důvodu nedokáže figurína SK37 simulovat tlaky sedacích kostí v požadované oblasti. Jak potvrdil statický



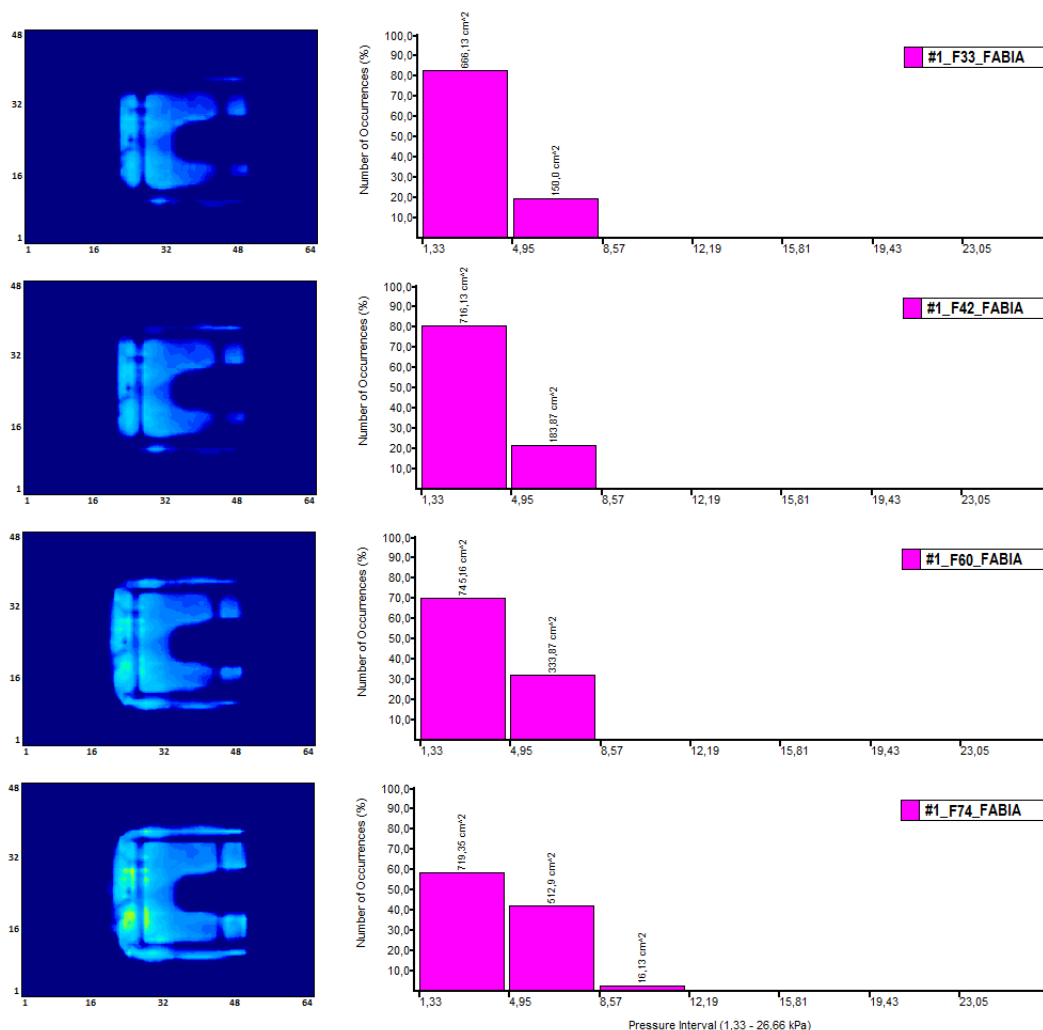
test na pulsátoru, figurína se opírá o okraje sedáku, čímž značná část tlaků vstupuje do nežádoucí oblasti. Pro tento výzkum je tedy využití figuríny nevhodné.

**Testování indentorem ISO 3385** bylo provedeno opět se čtyřmi zátěžemi (30, 61, 42 a 74 kg) ve dvou fázích. První ve voze a druhá na pulsátoru. U indentoru je rozdíl polohy mezi měřením ve vozidle a na pulsátoru neznatelný. Indentor se díky menší velikosti styčné plochy snáze umístí na požadovanou pozici sedací plochu.

Jak je z obrázku 3.14 a obrázku 3.15 patrné, s rostoucí zátěží se velmi zvyšuje tahové napětí v oblasti radiusu indentoru ISO 3385. Toto napětí je dáno třením mezi indentorem a potahovou látkou, ale také mezi póry pěnové struktury.

<b>Figurína SK37 - FABIA - 33 kg</b>	<b>Měření I.</b>	<b>Měření II.</b>	<b>Měření III.</b>	<b>Průměr</b>
Průměrný tlak [kPa]	3,74	3,73	3,74	<b>3,74</b>
Maximální tlak [kPa]	6,26	6,28	6,28	<b>6,27</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	822,58	816,13	814,52	<b>817,74</b>
Hodnota zatížení [N]	307,33	304,27	304,42	<b>305,34</b>
<b>Figurína SK37 - FABIA - 42 kg</b>	<b>Měření I.</b>	<b>Měření II.</b>	<b>Měření III.</b>	<b>Průměr</b>
Průměrný tlak [kPa]	3,78	3,77	3,78	<b>3,78</b>
Maximální tlak [kPa]	6,49	6,49	6,48	<b>6,49</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	900,00	903,23	898,39	<b>900,54</b>
Hodnota zatížení [N]	340,05	340,58	339,78	<b>340,14</b>
<b>Figurína SK37 - FABIA - 60 kg</b>	<b>Měření I.</b>	<b>Měření II.</b>	<b>Měření III.</b>	<b>Průměr</b>
Průměrný tlak [kPa]	4,30	4,32	4,34	<b>4,32</b>
Maximální tlak [kPa]	7,78	7,75	7,78	<b>7,77</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	1095,16	1066,13	1085,48	<b>1082,26</b>
Hodnota zatížení [N]	471,40	460,67	470,85	<b>467,64</b>
<b>Figurína SK37 - FABIA - 74 kg</b>	<b>Měření I.</b>	<b>Měření II.</b>	<b>Měření III.</b>	<b>Průměr</b>
Průměrný tlak [kPa]	4,69	4,69	4,62	<b>4,67</b>
Maximální tlak [kPa]	9,35	9,19	9,30	<b>9,28</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	1246,77	1229,03	1203,23	<b>1226,34</b>
Hodnota zatížení [N]	584,81	576,62	555,47	<b>572,30</b>

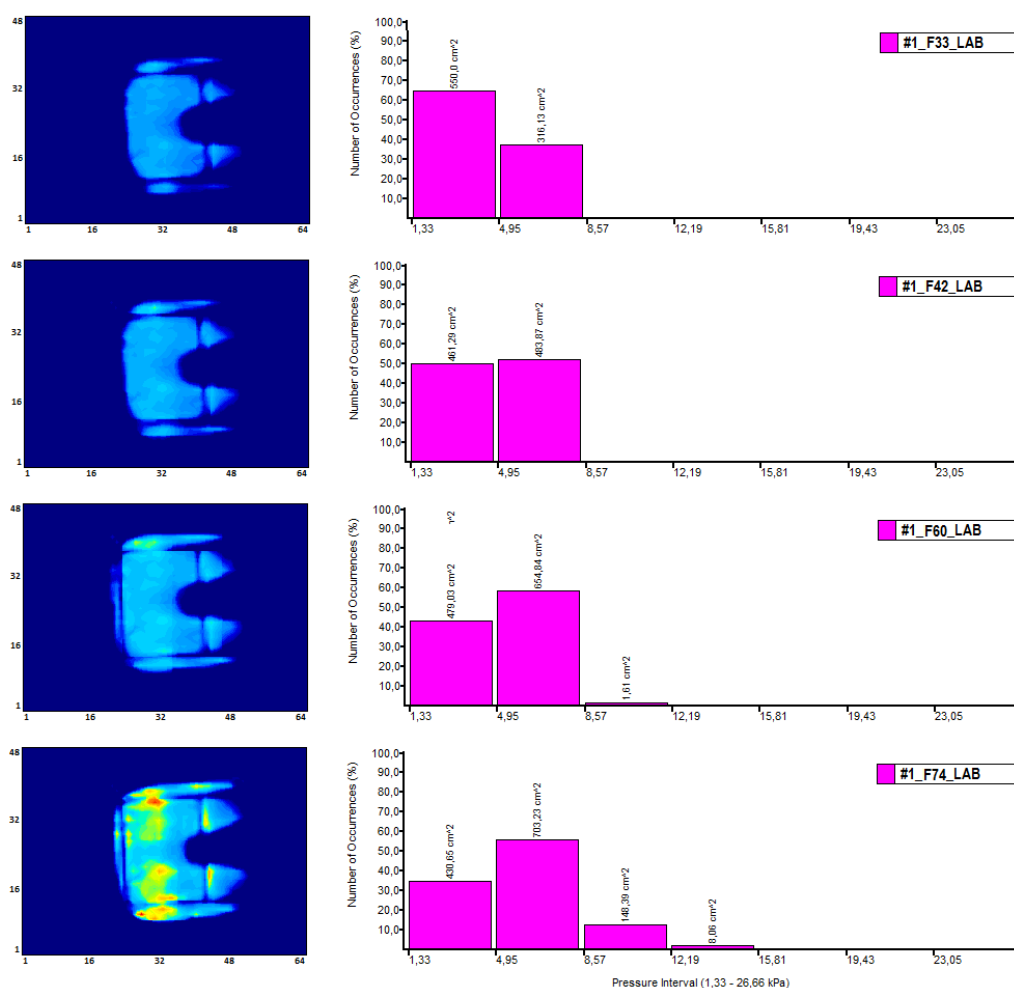
**Tabulka 3.2: Výsledky statických měření figuríny SK37 v automobilu s různými zátěžemi**



**Obrázek 3.12: Tlakové rozložení figuríny SK37 v automobilu s různými zátěžemi**

Figurína SK37 - LAB - 33 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,11	4,13	4,12	<b>4,12</b>
Maximální tlak [kPa]	6,27	6,28	6,24	<b>6,26</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	867,74	866,13	866,13	<b>866,67</b>
Hodnota zatížení [N]	357,04	357,44	356,68	<b>357,05</b>
Figurína SK37 - LAB - 42 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,45	4,44	4,44	<b>4,44</b>
Maximální tlak [kPa]	7,87	7,90	7,85	<b>7,87</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	943,55	943,55	943,55	<b>943,55</b>
Hodnota zatížení [N]	419,51	418,95	418,97	<b>419,14</b>
Figurína SK37 - LAB - 60 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,80	4,78	4,81	<b>4,80</b>
Maximální tlak [kPa]	8,64	8,69	8,98	<b>8,77</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	1140,32	1137,10	1145,16	<b>1140,86</b>
Hodnota zatížení [N]	547,60	543,43	550,63	<b>547,22</b>
Figurína SK37 - LAB - 74 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	5,78	5,80	5,77	<b>5,78</b>
Maximální tlak [kPa]	13,69	13,88	13,72	<b>13,76</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	1290,32	1287,10	1293,55	<b>1290,32</b>
Hodnota zatížení [N]	745,71	746,36	746,97	<b>746,35</b>

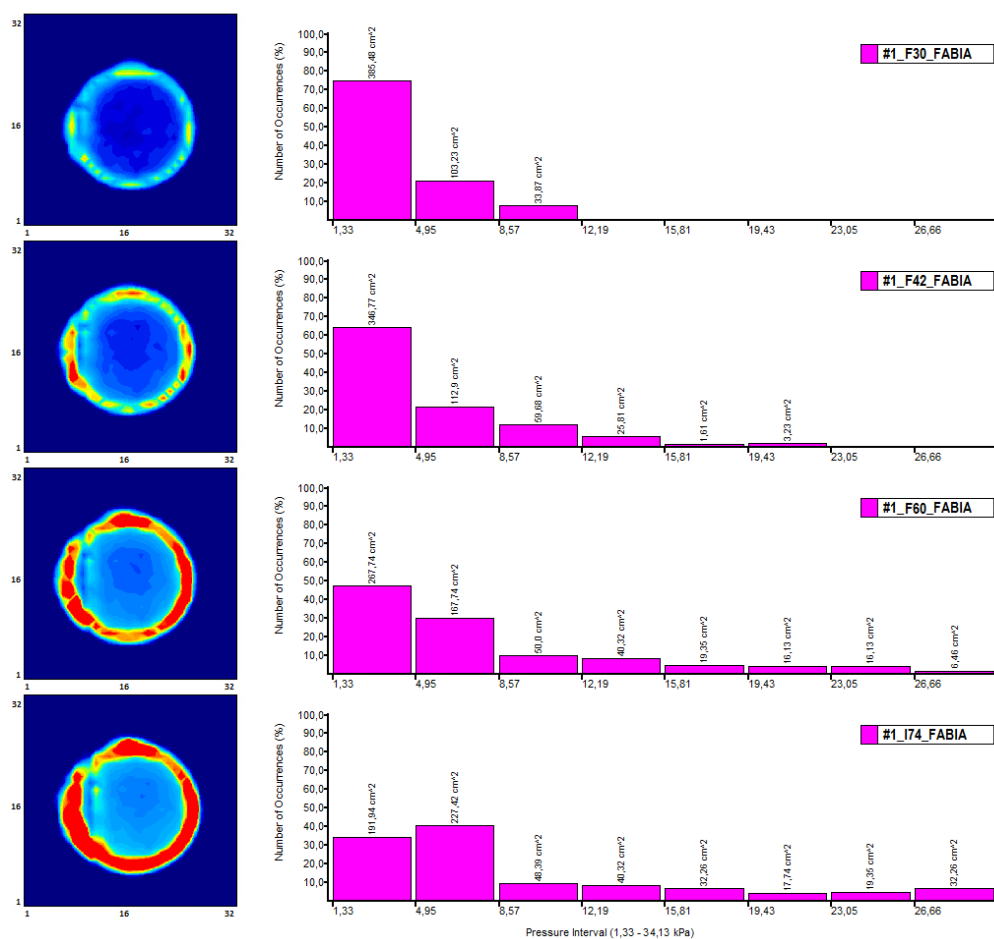
**Tabulka 3.3: Výsledky statických měření figuríny SK37 na pulsátoru s různými zátěžemi**



**Obrázek 3.13: Tlakové rozložení figuríny SK37 na pulsátoru s různými zátěžemi**

Indentor ISO 3385 - FABIA - 30 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,11	4,15	4,10	<b>4,12</b>
Maximální tlak [kPa]	11,67	11,15	10,27	<b>11,03</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	519,35	522,58	524,19	<b>522,04</b>
Hodnota zatížení [N]	213,24	217,02	214,99	<b>215,08</b>
Indentor ISO 3385 - FABIA - 42 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	5,43	5,46	5,45	<b>5,45</b>
Maximální tlak [kPa]	17,99	19,09	17,46	<b>18,18</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	550,00	550,00	548,39	<b>549,46</b>
Hodnota zatížení [N]	298,42	300,55	299,00	<b>299,32</b>
Indentor ISO 3385 - FABIA - 60 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	7,79	7,45	7,53	<b>7,59</b>
Maximální tlak [kPa]	34,13	34,13	34,13	<b>34,13</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	580,65	590,32	582,26	<b>584,41</b>
Hodnota zatížení [N]	452,21	439,52	438,48	<b>443,40</b>
Indentor ISO 3385 - FABIA - 74 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	9,15	9,18	9,09	<b>9,14</b>
Maximální tlak [kPa]	34,13	34,13	34,13	<b>34,13</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	604,84	608,06	609,68	<b>607,53</b>
Hodnota zatížení [N]	530,47	557,94	554,42	<b>547,61</b>

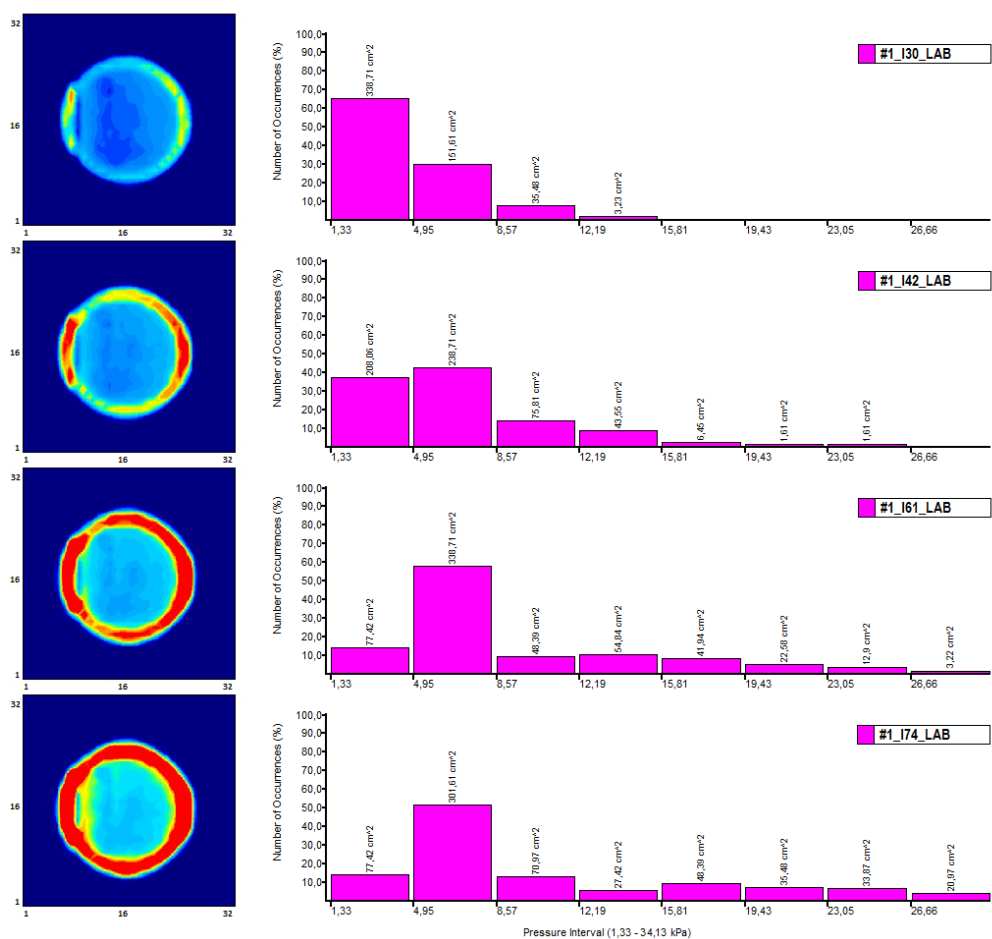
**Tabulka 3.4: Výsledky statických měření Indentoru ISO 3385 v automobilu s různými zátěžemi**



**Obrázek 3.14: Tlakové rozložení indentoru ISO 3385 v automobilu s různými zátěžemi**

Indentor ISO 3385 - LAB - 30 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	4,92	4,94	4,90	<b>4,92</b>
Maximální tlak [kPa]	12,50	12,72	12,52	<b>12,58</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	529,03	529,03	529,03	<b>529,03</b>
Hodnota zatížení [N]	260,11	261,13	259,15	<b>260,13</b>
Indentor ISO 3385 - LAB - 42 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	6,43	6,45	6,47	<b>6,45</b>
Maximální tlak [kPa]	22,92	23,02	22,95	<b>22,96</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	575,81	575,81	574,19	<b>575,27</b>
Hodnota zatížení [N]	370,26	371,36	371,71	<b>371,11</b>
Indentor ISO 3385 - LAB - 60 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	8,60	8,63	8,64	<b>8,62</b>
Maximální tlak [kPa]	34,13	34,13	34,13	<b>34,13</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	600,00	598,39	600,00	<b>599,46</b>
Hodnota zatížení [N]	515,89	516,68	518,68	<b>517,08</b>
Indentor ISO 3385 - LAB - 74 kg	Měření I.	Měření II.	Měření III.	Průměr
Průměrný tlak [kPa]	10,49	10,48	10,45	<b>10,47</b>
Maximální tlak [kPa]	34,13	34,13	34,13	<b>34,13</b>
Plocha zatížení [cm <sup>2</sup> ]	617,74	616,13	617,74	<b>617,20</b>
Hodnota zatížení [N]	647,82	645,40	645,51	<b>646,24</b>

**Tabulka 3.5: Výsledky statických měření Indentoru ISO 3385 na pulsátoru s různými zátěžemi**



**Obrázek 3.15: Tlakové rozložení indentoru ISO 3385 na pulsátoru - 30, 42, 60 a 74 kg**

### **3.1.4 Vyhodnocení**

Z důvodu testování pouze „sedáku“, musely být při vyhodnocování odečteny tlaky vstupující mimo sedací plochu automobilové sedačky. Tato úprava tlakové mapy byla provedena u měření lidského subjektu a u měření s figurínou SK37. Z výsledků testování vyplynulo, že nejvhodnější vlačovací element je právě indentor ISO 3385 se zátěží 74 kg.

## **3.2 Laboratorní dynamické testování**

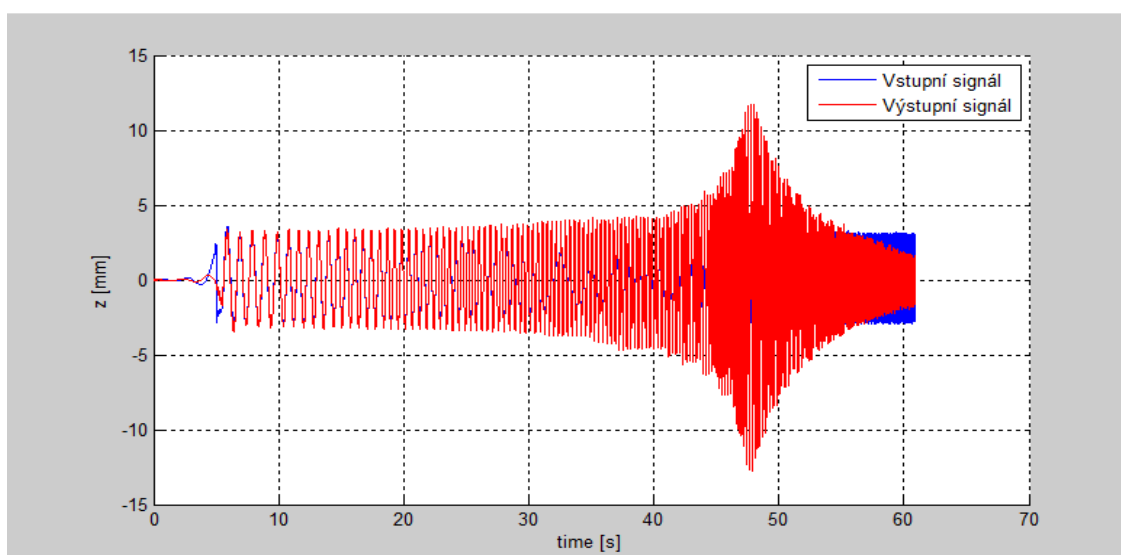
Ve firmě proseat se v oddělení před-vývoje zabývají testováním PU sedáků pomocí vibračního zařízení popsaného v kapitole 2. Důvodem k provedení těchto testů byla analýza budicího a výstupního signálu, zjištění vlastní frekvence a spektrální výkonové hustoty testovaného sedáku. Mimo tyto krátkodobé testy přenosu je možno testovat i dlouhodobě, s konstantní frekvencí. Jedná se o tzv. testy únavy. Provádění dlouhodobých testů slouží ke zjištění změny tvrdosti pěny či nárůstu vnitřní teploty a vlhkosti. Pro dlouhodobé testování je výhodnější využít vačky, které mají oproti excentrům větší zdvih.

Pro zjištění rezonanční frekvence je vhodné využít krátkodobé testy přenosu s použitím excentru jako přenašeče vibrací. K testování byl použit vlačovací element ISO 3385. Měření s figurínou SK37 je obtížněji vyhodnotitelné z důvodu rušivých kmitů figuríny vyvolaných tvarem styčné plochy, a také statické testy potvrdily nevhodnost používání tohoto vlačovacího elementu. Z těchto důvodů bylo od testování s figurínou upuštěno.

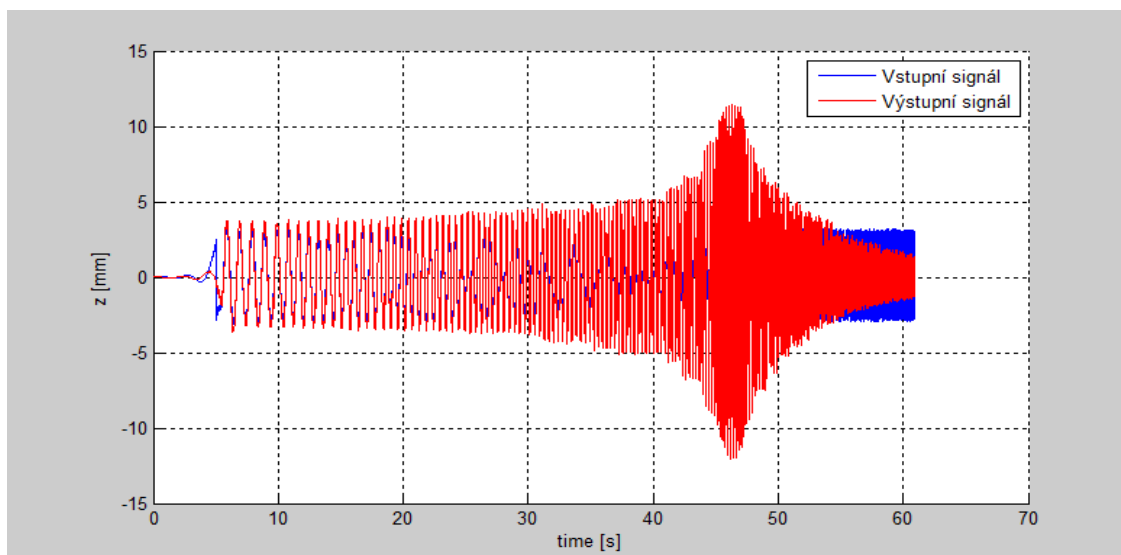
### 3.2.1 Analýza vstupního a výstupního signálu

Jan Petřík ve své práci definuje vhodné testovací signály použitelné pro laboratorní testování. Z důvodu neexistující normy, která by přesně definovala testovací signál pro dynamické laboratorní testy, používá každý výrobce automobilů vlastní metodiku testování sedaček. Pro odlišné typy frekvenčních analýz existují různé metody generování testovacího signálu.

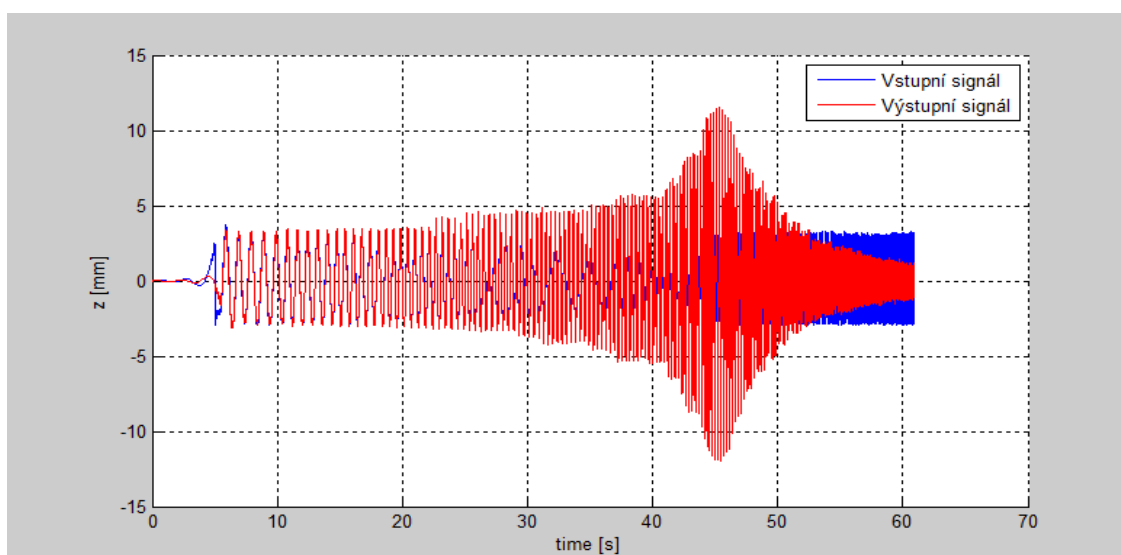
Testování s indentorem ISO 3385 probíhalo se čtyřmi zátěžemi (30, 42, 60 a 74 kg). Pro všechny zátěže byl použit stejný budicí signál. Cílem bylo zjištění, jak se mění rezonance v závislosti na změně zatížení. Signál pro laboratorní testování byl měřen optickými snímači polohy, tudíž výsledné hodnoty zdvihu jsou v [mm]. Naopak při testování za provozu byl signál měřen pomocí čidel zrychlení za jednotku času. Pro laboratorní testování byl použit vstupní signál s konstantní asymptotou zdvihu 3 mm. Bylo použito frekvenční spektrum od 0,25 Hz do 12 Hz, s frekvenčním krokem 0,25 Hz. Výstupní signál má velmi podobný průběh pro všechny čtyři zátěže. Vlivem pružících a tlumících vlastností PU pěny se mění asymptota signálu v závislosti na frekvencích a rychlostech.



**Obrázek 3.16: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 30 kg**

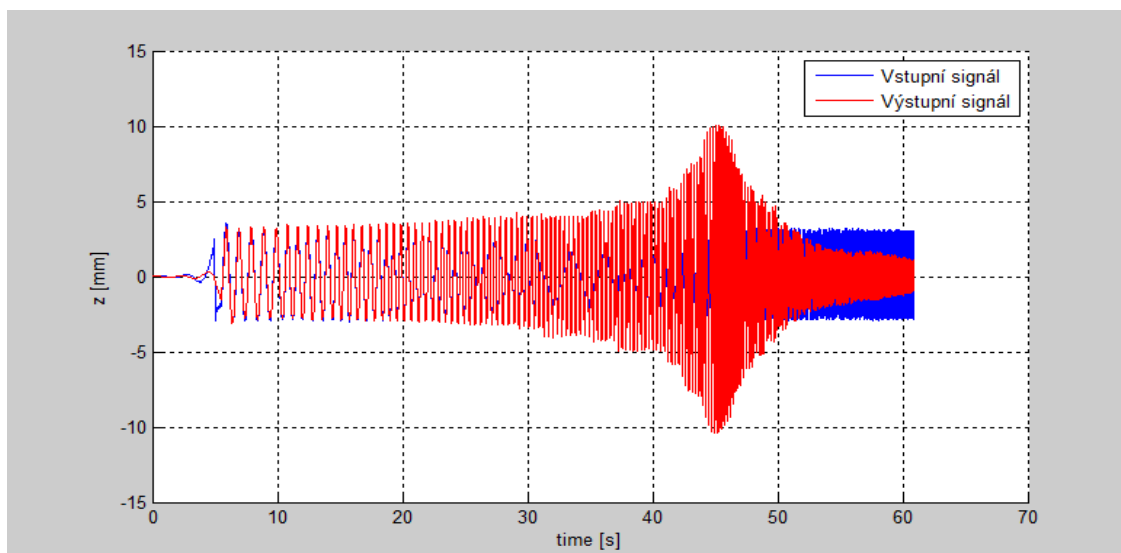


**Obrázek 3.17: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 42 kg**



**Obrázek 3.18: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 60 kg**





**Obrázek 3.19: Porovnání vstupního a výstupního signálu polohy - 74 kg**

### 3.2.2 Analýza spektrální výkonové hustoty (PSD)

Dalším důležitým výstupem je odhad spektrální výkonové hustoty (dále jen PSD). Udává nám, jaká část výkonu je nesena jakými frekvenčními složkami.

Spektrální výkonová hustota signálu určuje rozdělení signálního výkonu v závislosti na kmitočtu. Blíží-li se délka intervalu kmitočtu k nule, lze PSD charakterizovat jako limitu podílu výkonu připadajícího na interval kmitočtů k délce tohoto intervalu. Využití je zde pro charakteristiku rozložení energií v závislosti na kmitočtu u stacionárních signálů, jejichž spektrum kmitočtů je spojitě. Z vibrací s frekvenčním spektrem  $\Delta f$ , lze získat odhad PSD pro frekvenci  $f_0$  (nacházející se ve středu intervalu  $\Delta f$ ) z efektivní hodnoty. [4]

$$P_{XX}(f_0) = \frac{a_{ef}^2}{\Delta f} \quad 3.1.1$$

Odhad PSD lze stanovit pomocí rychlé Fourierovy transformace - Fast Fourier Transformation (dále jen FFT). [4] Jedná se o rychlý algoritmus pro výpočet diskrétní Fourierovy transformace (DFT). Základem FFT algoritmu je volba zvláštní délky záznamu  $N = 2^m$ , kde  $m$  je přirozené číslo. V důsledku této volby získáme délky záznamu, které jsou značně blízké k dekadické řadě. [7]

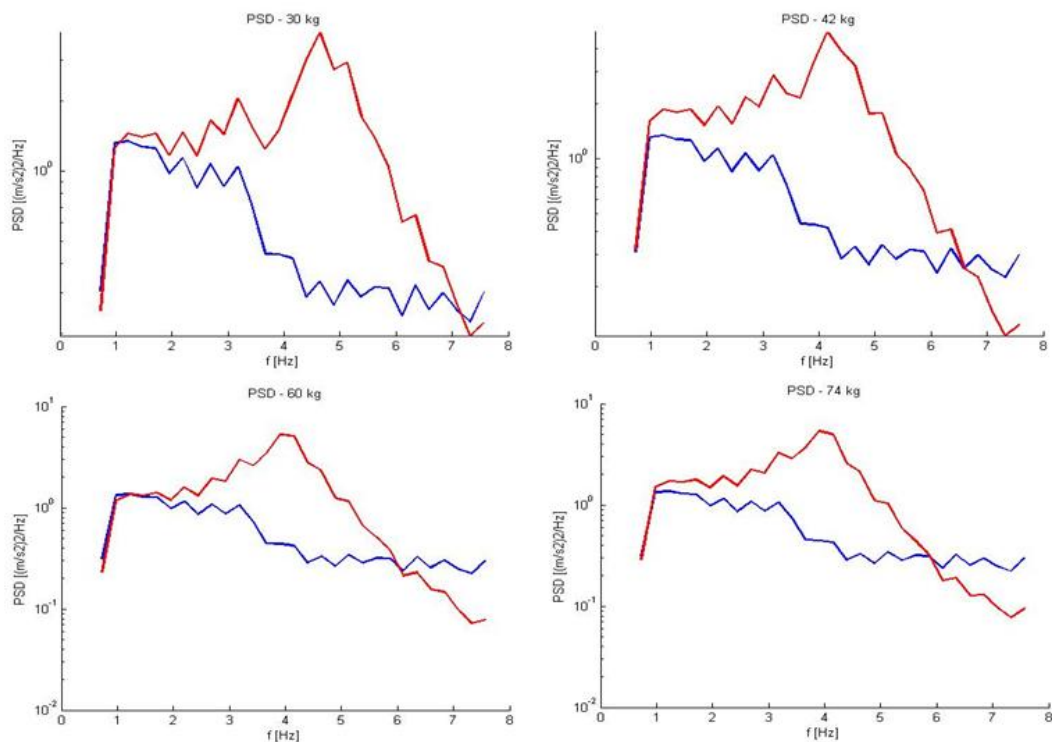
$$P_{XX} = \frac{|FFT(x, Ns)|^2}{N} \quad 3.1.2$$

Odhad  $\mathbf{P}_{xx}$  je tzv. periodogram,  $\mathbf{x}$  je signál, který chceme analyzovat,  $\mathbf{Ns}$  je počet FFT bodů,  $\mathbf{N}$  je počet vzorků analyzovaného signálu  $\mathbf{x}$ . Pokud je signál  $\mathbf{x}$  příliš dlouhý, může dojít k tzv. disperzi neboli k rozptýlení frekvenčního spektra. Aby k tomuto rozptylu nedocházelo, je třeba rozdělit signál na menší segmenty. Počet segmentů je přímo úměrný zmenšení rozptylu. [4]

$$P_{XX} = \frac{1}{M} \sum_{i=1}^M \frac{|FFT_i(x_i, Ns_i)|^2}{L} \quad 3.1.3$$

V rovnici periodogramu 3.1.3 je  $\mathbf{x}_i$  jeden  $i$ -tý úsek zkoumaného signálu,  $\mathbf{Ns}_i$  je počet bodů rychlé Fourierovi transformace  $i$ -tého signálu,  $\mathbf{L}$  je počet úseků vzorků signálu  $\mathbf{x}_i$  a  $\mathbf{M}$  je počet menších úseků. Použitím modifikovaného periodogramu se na jednotlivé úseky aplikuje vhodné okénko, které redukuje statistickou závislost jednotlivých úseků způsobenou překrytím, jelikož okna klesají na obou koncích spojitě k nule. Při použití tzv. Hammingova okénka s překrytím 75% se rozptýlení výrazně snižuje. [4]

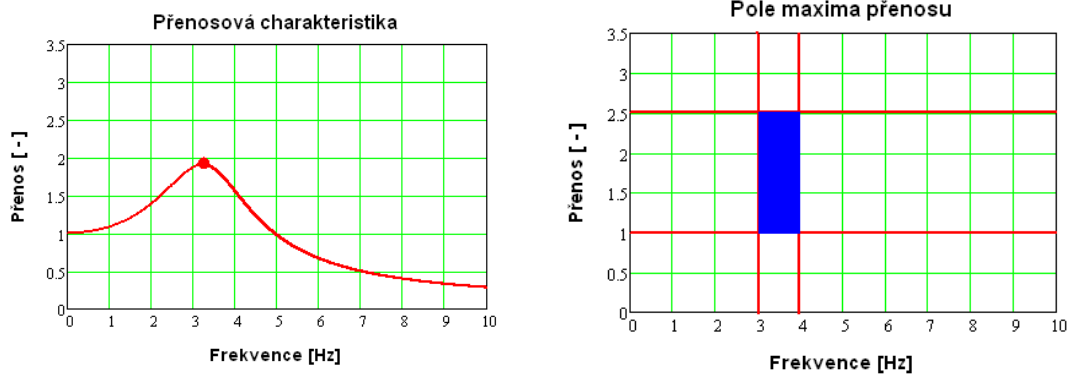
Welchova metoda, pomocí které se výpočet PSD rozdělí do jednotlivých segmentů, je dalším ze způsobů jak odhadnout spektrální výkonovou hustotu. Vychází z definice PSD náhodného signálu, ale průměruje spektra získaná časovým rozdělením zkoumaného signálu. [7] [4]



**Obrázek 3.20: Spektrální výkonové hustoty (PSD) signálů z laboratorního měření pro jednotlivé zátěže**

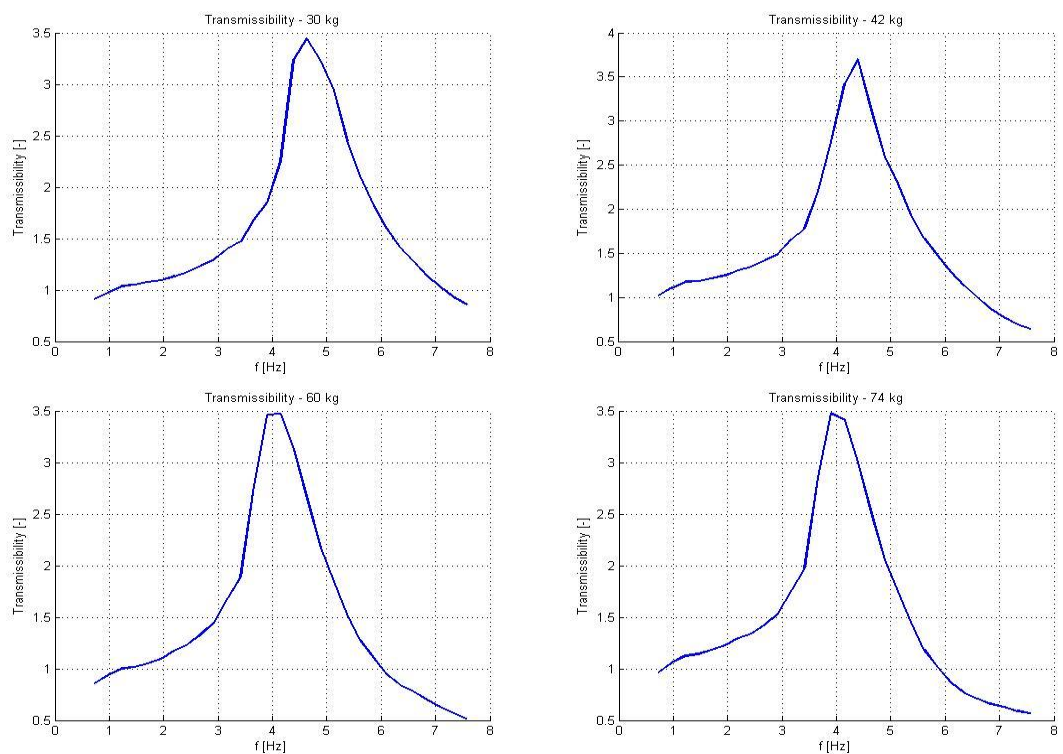
### 3.2.3 Analýza přenosové funkce

Tzv. přenosová funkce vystihuje míru schopnosti oddělit vibrace o určité výchylce a frekvenci. Popisuje závislost přenosu vibrací z automobilového vozidla na člověka  $T$  na frekvenci vibrací  $f$ . Frekvence, při které je největší hodnota přenosu se nazývá vlastní (rezonanční) frekvence  $f_0$  dynamické soustavy (automobil, sedačka, člověk). Maximální hodnota přenosové funkce  $T_{max}$  by pro osobu sedící při jízdě ve vozidla neměla přesáhnout hodnotu 2,5 a měla by se nacházet ve frekvenčním intervalu od 3 do 4 Hz. [6] Z výsledků dynamického testování za provozu na pozemní komunikaci vyplívá, že byly splněny obě tyto podmínky ( $T_{max} = 1,8$  -  $f_0 = 3,9$  Hz).



**Obrázek 3.21: Přenosová funkce a její frekvenční interval [6]**

Průběh i hodnoty přenosové funkce jsou závislé na vlastnostech celé dynamické soustavy (mechanické vlastnosti materiálu, konstrukce sedačky, hmotnost lidského subjektu  $m$  [kg]). [6]



**Obrázek 3.21: Přenosové charakteristiky z laboratorního měření pro jednotlivé zátěže**

### 3.3 Testování v reálném provozu

Jako faktor porovnání k laboratorním testům bylo provedeno měření v automobilu za provozu na pozemních komunikacích. Toto měření proběhlo ve spolupráci s TUL, konkrétně s Fakultou strojní, Katedra částí a mechanismů strojů. Výstupem z tohoto měření jsou dva kanály zrychlení. Z obou kanálů byly vytvořeny frekvence spektra a jejich podělením se získala přenosová charakteristika.

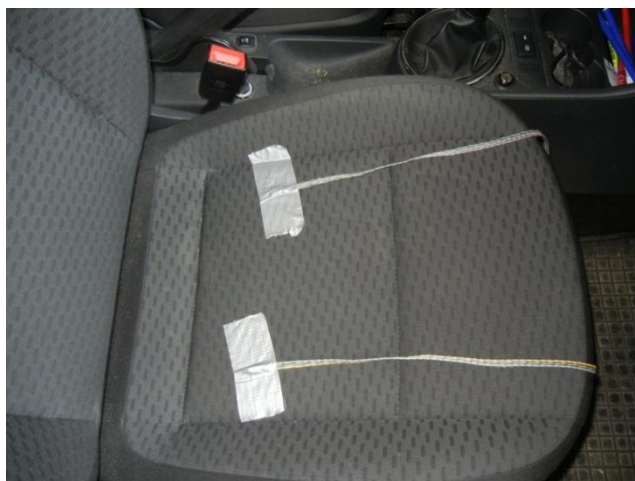
Měření proběhlo na trase dlouhé 141 km v čase 2 hodiny 6 minut. Trasa byla zvolena tak, aby obsahovala všechny druhy pozemních komunikací (dálnice, silnice první a druhé třídy, okresní silnice, železniční přejezd atd.). Váha testovaného subjektu byla 83 kg. Zátěž na sedačce je ovšem snížena o část nohou, která ční mimo sedačku a opírá se o podlahu vozidla. Dále je váha subjektu zmenšena o část, která vstupuje do opěry.



Obrázek 3.22: Trasa měření za provozu

#### 3.3.1 Použité měřicí a zaznamenávací vybavení

Při měření byly použity 3 měřicí čidla Analog device aduc 330x, tlakový senzor Xsensor px100 a počítač Dewetron 9000. Dvě čidla byla umístěna na sedáku v oblastech sedacích kostí testovaného subjektu, kde se předpokládá největší přenos zatížení.



**Obrázek 3.23: Umístění měřících čidel na sedáku**

Třetí měřící čidlo umístěné na posuvné ližině rámu snímá rázy vstupující do automobilové sedačky způsobené nerovnostmi pozemních komunikací, případně snížené tlumícím systémem vozidla.



**Obrázek 3.24: Umístění čidla na ližině rámu**

Tlakový senzor byl usazen přes měřící čidla na sedací plochu sedáku. Veškerý sběr informací zajišťoval počítač Dewetron 9000. Data, získaná měřícími čidly, byla převedena do tzv. "m-filu". Jedná se o soubor dat kompatibilní s programem Matlab, ve kterém probíhalo vyhodnocení frekvenčního spektra.

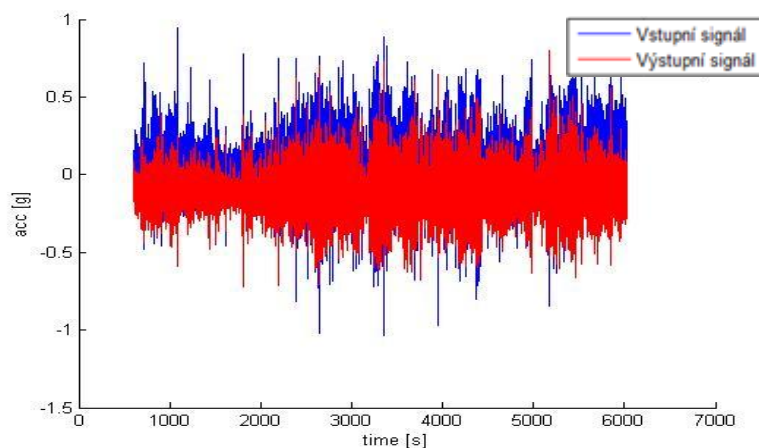




**Obrázek 3.25: Pozice tlakového senzoru**

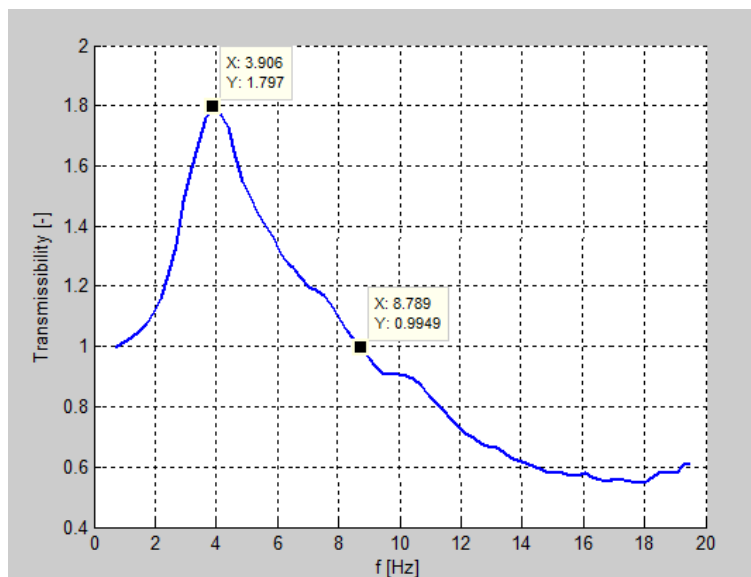
### 3.3.2 Výstupní hodnoty

Výstupem z měření za provozu byl signál, který lze charakterizovat jako tíhové zrychlení za jednotku času. Průběh vstupního a výstupního signálu je možno nalézt na obrázku 3.26. Vstupní signál je zde zastoupen modrou barvou. Jedná se o frekvence, které vstupují do kotvení sedačky a do rámu, a jsou způsobeny otřesy vyvolanými jízdou vozidla po nerovné pozemní komunikaci. Sběr těchto dat byl zajištěn měřícím čidlem umístěným na posuvné ližině automobilové sedačky. Výstupní signál je zobrazen červenou barvou a jedná se o tíhové zrychlení vyvolané hmotností přepravované osoby a pružícími vlastnostmi PU pěny.



**Obrázek 3.26: Vstupní a výstupní signál**

Přenosovou charakteristiku lze charakterizovat jako relaci mezi vstupním a výstupním signálem. Udává, v jakých frekvencích vzniká největší rezonance, a také, v jakých frekvencích dochází k tlumení. Jakmile křivka přenosové charakteristiky protne hodnotu 1, nastává tlumení. Další frekvence jsou pohlceny pěnou díky jejím tlumícím vlastnostem.



**Obrázek 3.27: Přenosová charakteristika jízdy na pozemní komunikaci s lidským subjektem**

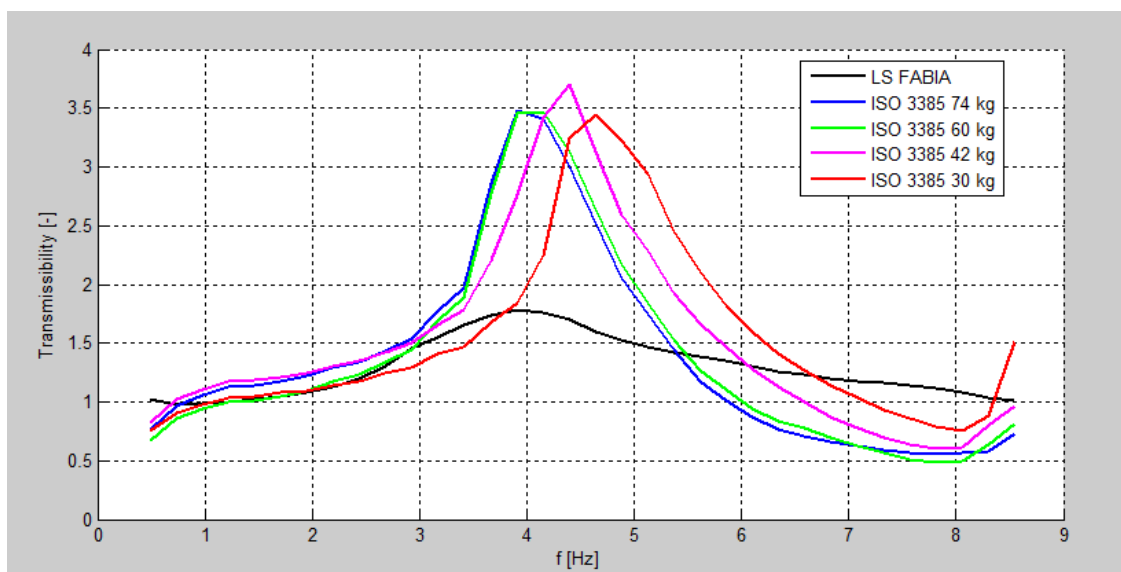


## 4. Analýza a porovnání

Porovnání mezi jízdou na pozemní komunikaci s testovaným lidským subjektem a laboratorním testováním s vlačovacími elementy se uskutečnilo v několika krocích. Prvním krokem byla frekvenční analýza z reálného provozu a z testování na pulsátoru. Hlavním výstupem těchto testů bylo porovnání vlastních frekvencí (rezonancí). Druhým krokem byl statický test pomocí tlakového senzoru. Výstupem tohoto testu bylo porovnání tlaků vstupujících do sedací oblasti sedáku. Z výsledků statického testu je možno určit pracovní bod pro lidský subjekt a pro vlačovací element a pomocí upravené pohybové rovnice je možno určit tuhost v závislosti rezonance a hmoty.

### 4.1 Porovnání dynamických testů

Hlavním výstupem z těchto testů, na který bylo žádoucí se soustředit, je porovnání přenosových charakteristik. Z analýzy přenosu z měření v reálném provozu bylo zjištěno, že hodnota rezonance se nachází na frekvenci 3,9 Hz. Z měření na vibračním testovacím zařízení s frekvenčním spektrem 0,25-12 Hz (frekvenční krok 0,25 Hz) bylo zjištěno, že hodnota rezonance s přidáváním zátěže klesá. Průběh přenosových charakteristik jednotlivých zatížení indentoru ISO 3385 a lidského subjektu ukazuje obrázek 4.1. Přesné hodnoty rezonancí pro jednotlivá zatížení zobrazuje tabulka 4.1.

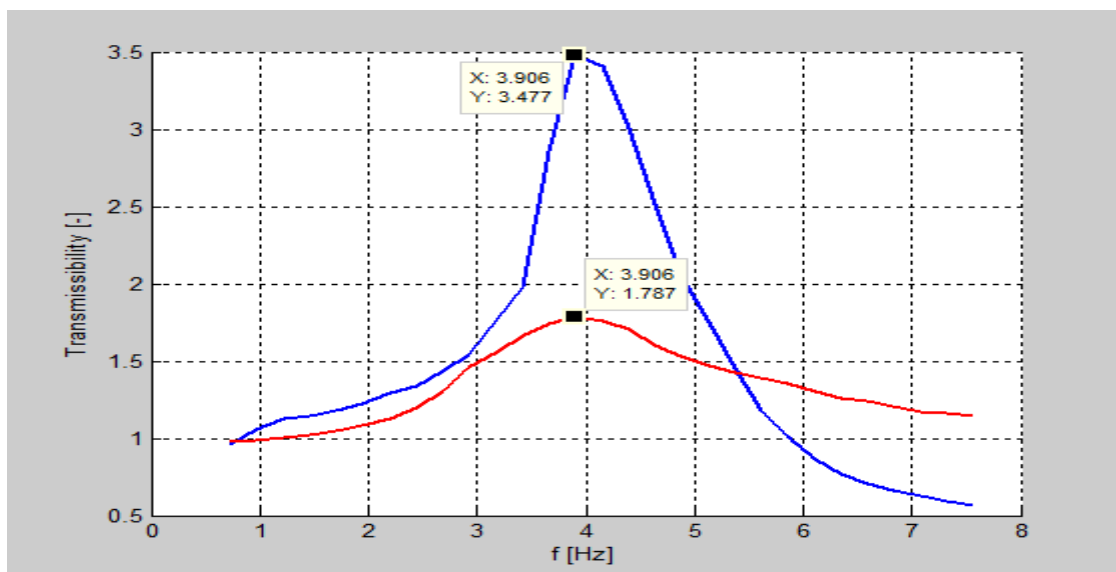


**Obrázek 4.1: Porovnání přenosových charakteristik jednotlivých zatížení indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu**

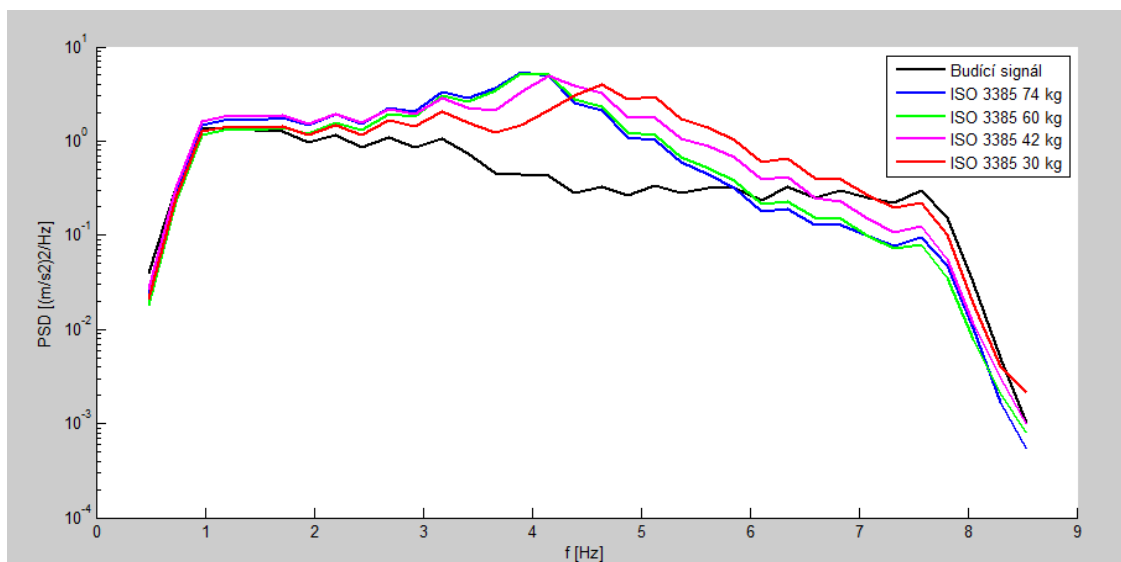
Z výsledků je patrné, že zátěž 74 kg má stejnou hodnotu rezonance jako je u lidského subjektu vážícího 83 kg. Tato shoda je prvním impulsem k úspěšnému navržení optimálního testovacího nastavení pro daný lidský subjekt.

Zátěž [KG]	30	42	60	74	TS
Rezonance [Hz]	4,64	4,4	4,15	3,9	3,9

**Tabulka 4.1: Hodnoty rezonancí jednotlivých zatížení indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu**



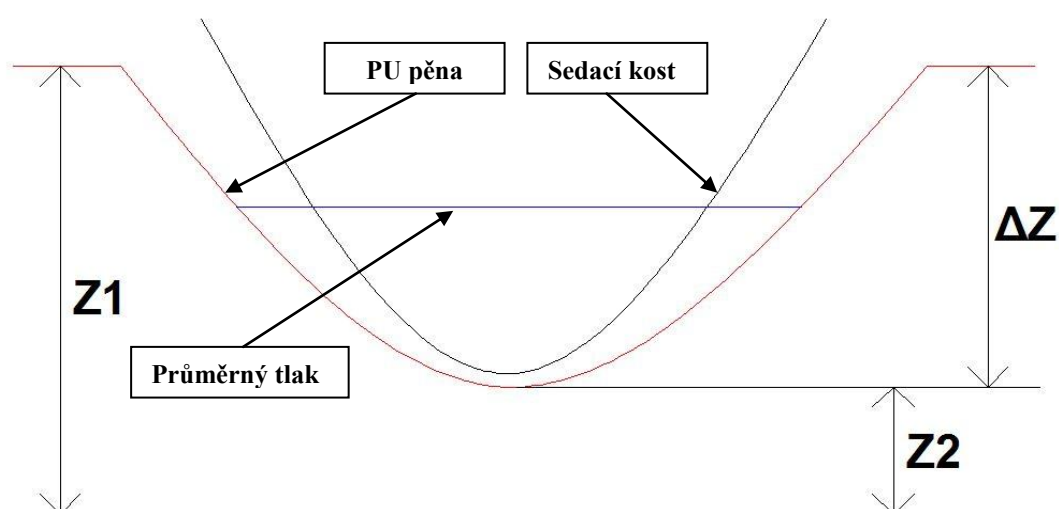
**Obrázek 4.2: Porovnání přenosových charakteristik z měření za provozu a v laboratorních podmínkách (zátěž 74 kg)**



**Obrázek 4.3: Porovnání spektrální výkonové hustoty pro jednotlivá zatížení**

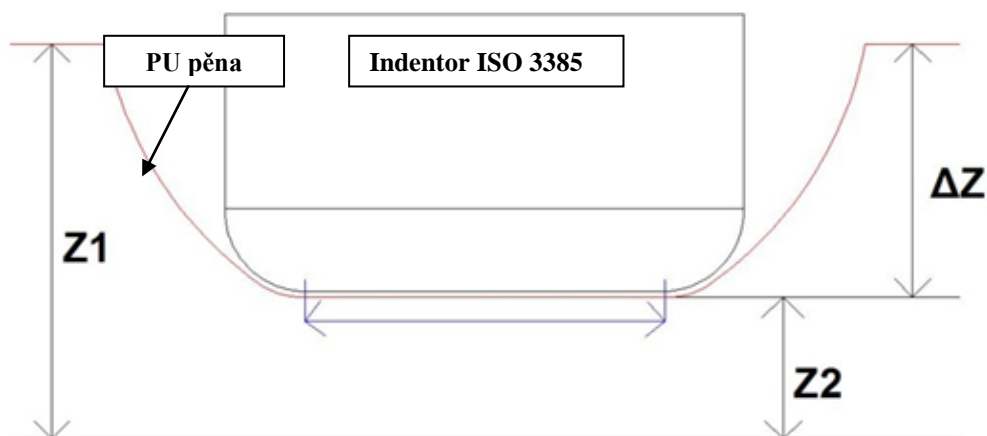
## 4.2 Porovnání statických testů

Statické měření proběhlo za účelem zjištění kontaktních tlaků vstupujících do testovaného sedáku. U lidského subjektu nás zajímají plochy okolo sedacích kostí, kde dochází k největší deformaci pěny. Obrázek 4.4 ukazuje stlačení PU pěny právě v oblasti sedacích kostí. Při vyhodnocování kontaktních tlaků je vhodné soustředit se na průměrné tlaky v separované oblasti.



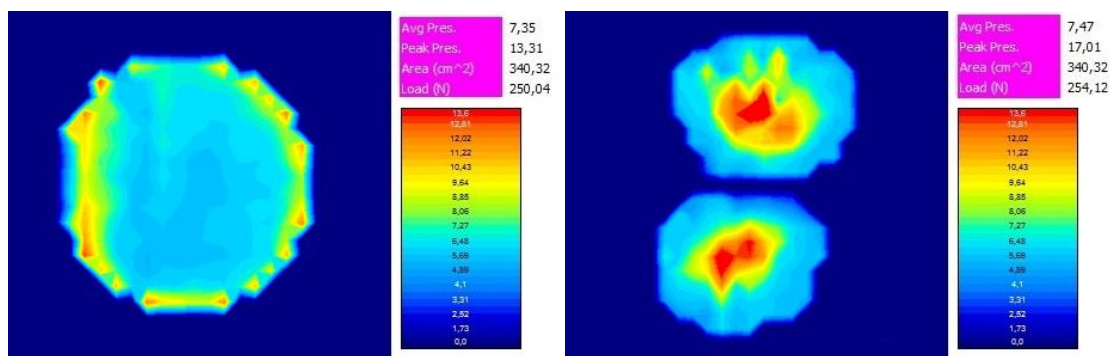
**Obrázek 4.4: Stlačení PU pěny v důsledku deformace sedacími kostmi**

U měření s indentorem ISO 3385 je důležité sledovat komplexní propad pěny způsobený pouze spodní styčnou plochou indentoru. Ze statického měření je vidět, že největší tlaky vykazuje oblast rádiusu ve spodní části indentoru. Tyto tlaky jsou způsobeny tahovým namáháním vzniklým v důsledku tření mezi indentorem a potahem sedáku, které zkresluje měření. Z tohoto důvodu bylo žádoucí vyseparovat pouze spodní plochu indentoru, která stlačuje pěnu téměř konstantním tlakem.



**Obrázek 4.5: Stlačení PU pěny indentorem ISO 3385**

Oblast konstantního stlačení je dána průměrem spodní styčné plochy indentoru, která je 200 mm. K této ploše bylo žádoucí přičíst hranici tahového namáhání. Zkoumaná plocha je tedy zhruba 210 mm. V závislosti na velikost separované plochy tlakové mapy indentoru byla upravena plocha okolo sedacích kostí subjektu. Z výzkumu vyplývá, že při stejné ploše zatížení se dostáváme na cca stejnou hodnotu průměrných tlaků i zátěže (obrázek 4.6).



**Obrázek 4.6: Porovnání vyseparovaných ploch indentoru ISO 3385 a testovaného subjektu**

### 4.3 Výpočet tuhosti dle dynamiky kmitavého pohybu

Dle druhého Newtonova zákona je celková síla způsobující harmonické kmitání dána rovnicí 4.3.1.

$$F = m * a = -m * \omega^2 * y \quad 4.3.1$$

Tato rovnice je také obecně známa jako pohybová rovnice harmonického pohybu. Úhlová frekvence závisí na vlastnostech oscilátoru, které určují jeho parametry. Při předpokladu, že oscilátor je závaží na pružině, pak jsou jeho parametry hmotnost tělesa a tuhost pružiny. Tuhost pružiny je dána vztahem 4.3.2.

$$k = \frac{F}{\Delta l} \quad 4.3.2$$

Tuhost pružiny se zvyšuje tím, čím větší síla je potřebná k jejímu prodloužení o stejnou délku.

$$[k] = N * m^{-1} \quad 4.3.3$$

Pružina s tuhostí  $k$  se prodlouží o  $\Delta l$ , když na ni zavěsíme závaží o hmotnosti  $m$ . Těleso zůstane ustáleno v rovnovážné poloze, tudíž výslednice sil působících na něj je nulová. Na těleso působí pouze síla pružnosti dána vztahem 4.3.4 a tíhová síla tělesa 4.3.5.

$$F_p = k * \Delta l \quad 4.3.4$$

$$F_G = m * g \quad 4.3.5$$

Proto bude platit vztah 4.3.6

$$k * \Delta l = m * g \quad 4.3.6$$

Pokud uvedeme oscilátor do kmitavého pohybu, velikost výsledné síly působící na těleso bude:

$$F = F_p - F_G = k * (\Delta l - y) - m * g = k * \Delta l - k * y - m * g = -k * y \quad 4.3.7$$

Z uvedené rovnice můžeme určit proměnlivou sílu  $F$  (4.3.8), která směřuje k rovnovážné poloze a je příčinou kmitavého pohybu oscilátoru (4.3.9/10/11).

$$F = -k * y \quad 4.3.8$$

$$-k * y = -m * \omega^2 * y \quad 4.3.9$$

$$k = m * \omega^2 \quad 4.3.10$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad 4.3.11$$

Úhlová frekvence závisí na parametrech volně kmitajícího mechanického oscilátoru (hmotnost tělesa a tuhost pružiny), což označujeme jako vlastní kmitání oscilátoru.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 4.3.12$$

$$T_0 = 2 * \pi * \sqrt{\frac{m}{k}} \quad 4.3.13$$

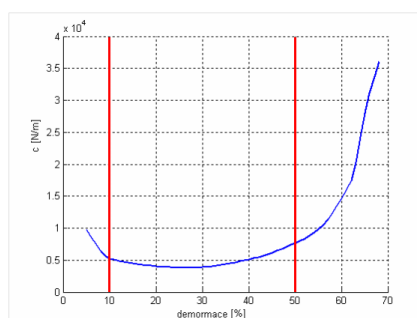
$$f_0 = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{k}{m}} \Rightarrow k = (f_0 * 2\pi)^2 * m \quad 4.3.14$$

Vztahy popsané v této kapitole platí pouze pro pružinu bez tlumících charakteristik, které však PU materiály vykazují. Platí zde však obecný předpoklad, že s rostoucím tlumením se nevýznamně zmenšuje rezonanční frekvence.

Rudolf Martonka ve své disertační práci definuje hodnoty tuhosti pro různá zatížení od 40 do 100 kg s rezonanční frekvencí  $f_0 = 3,5 \text{ Hz}$ . Tabulka 4.2 ukazuje výpočet tuhosti v rozmezí od  $19\,344 \div 48\,361 \text{ N/m}$ . [6]

<b>m (kg)</b>	<b>40</b>	50	60	70	80	90	<b>100</b>
<b>F (N)</b>	<b>392</b>	491	589	687	785	883	<b>981</b>
<b>k (N/m)</b>	<b>19344</b>	24181	29017	33853	38689	43525	<b>48361</b>

**Tabulka 4.2: Výpočet tuhosti pro jednotlivá zatížení [6]**



**Obrázek 4.7: Ilustrační příklad průběhu tuhosti ve třech zónách z hlediska statické charakteristiky**

## 5. Výsledky a závěry

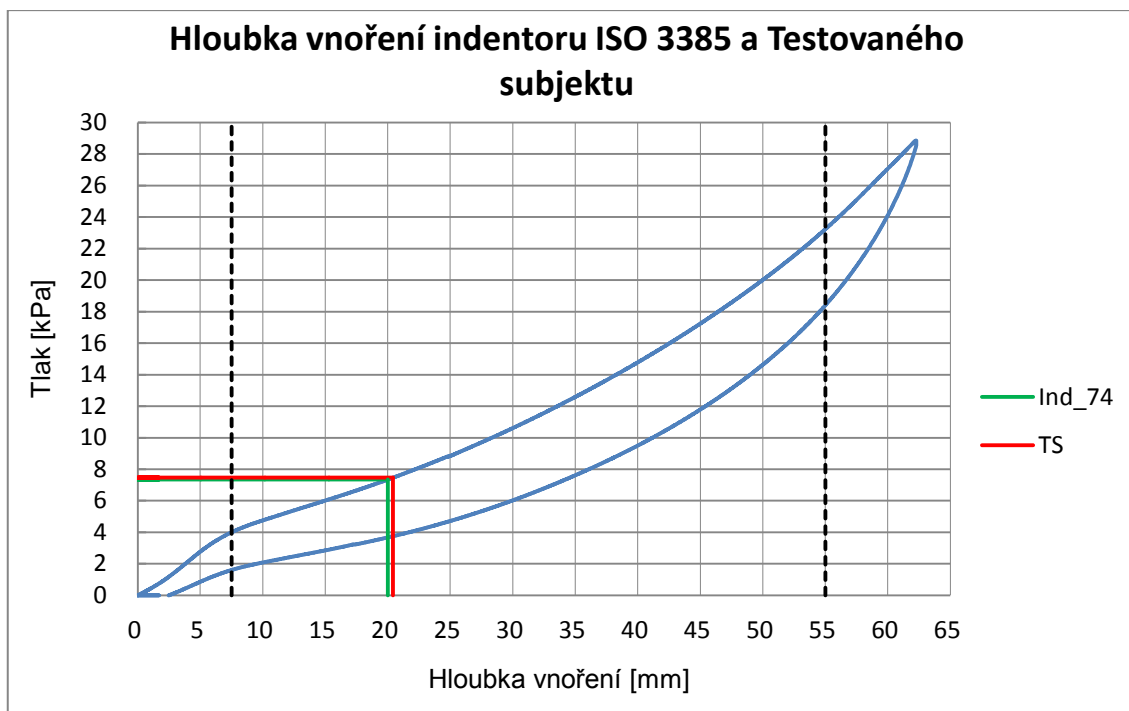
Z výsledků dynamického testování vyplývá, že při zatížení 74 kg indentorem ISO 3385 vzniká rezonance na stejné hodnotě frekvence jako u testování v reálném provozu s lidským subjektem. Tato shoda je prvním parametrem pro zdárné navržení testovacích metod v laboratořích firmy proseat s.r.o. Mladá Boleslav. Běžně se v laboratorním dynamickém testování využívají akcelerometry, které jsou pro porovnání s měřením z reálného provozu vhodnější. Ve firmě proseat bylo rozhodnuto využít optické snímače polohy, které jsou lépe využitelné pro testování PU sedáků z hlediska ztráty výšky a disipované energie při dlouhodobém testování. Z tohoto důvodu je v této práci porovnáván signál zrychlení se signálem zdvihu. Nicméně pro zkoumání spektrální výkonové hustoty a přenosových charakteristik je tento rozdíl v měření vibrací nepodstatný.

Ze statického měření vychází, že při stejné ploše zatížení vznikají téměř totožné průměrné tlaky v sedací oblasti sedáku. Tabulka 5.1 ukazuje výsledné hodnoty z hlediska upravené plochy zatížení z důvodu porovnání testovaného subjektu a daného vtláčovacího elementu. Verifikace výsledných hodnot vede ke snaze určení stejného pracovního bodu v komfortní oblasti (zóna II.).

Hledisko porovnání	Indentor ISO 3385 - 74 kg	Testovaný subjekt
Rezonanční frekvence [Hz]	3,9	3,9
Upravená plocha tlakové mapy [cm <sup>2</sup> ]	340,32	340,32
Průměrný tlak na upravenou plochu [kPa]	7,35	7,47
Síla zatížení upravené plochy [N]	250,04	254,12
Hmotnost zatížení upravené plochy[kg]	25,5	25,9

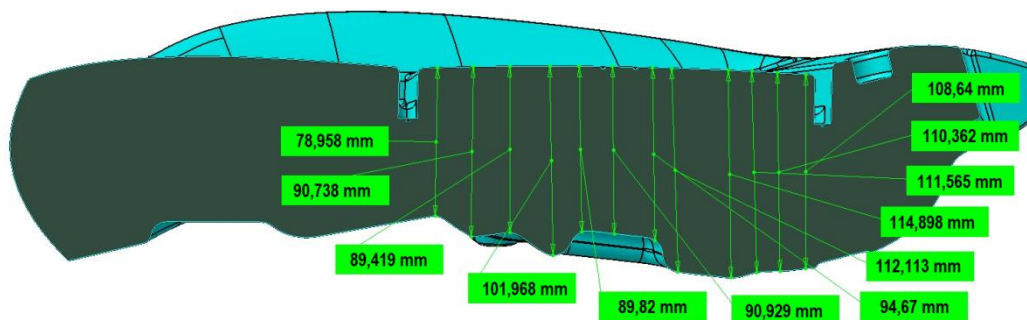
**Tabulka 5.1: Porovnání indentoru ISO 3385 a TS - výsledné hodnoty**

Zatížení je také na téměř stejné hodnotě a z této shody jsme schopni, při předpokladu lineárního průběhu silové odezvy na deformaci v komfortní zóně, určit pracovní body jak pro lidský subjekt, tak pro indentor.



**Obrázek 5.1: Stanovení pracovního bodu reálného a laboratorního testu**

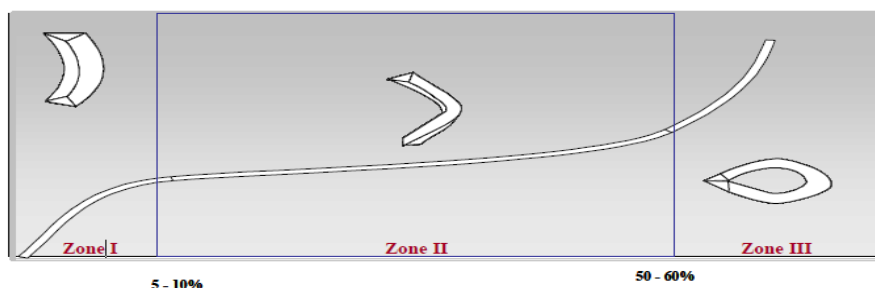
Přepočet deformace pěny na procenta je u tvarovaných sedáků poměrně obtížné, jelikož sedák nemá konstantní výšku. V sedací (testované) oblasti se výška pěn pohybuje od 78 do 114 mm. Určení výšky tedy proběhlo přes výpočet střední hodnoty, tzv. mediánu.



**Obrázek 5.2: Rozdílné výšky testovaného sedáku v kontaktní oblasti**

Střední hodnota výšky PU sedáku je 98,3 mm, průměrná hodnota je 99,5 mm. Přepočet deformace z mm na % je tedy téměř v poměru 1:1. Z grafu 5.1 tedy vyplývá, že deformace pěny je okolo 20 %.

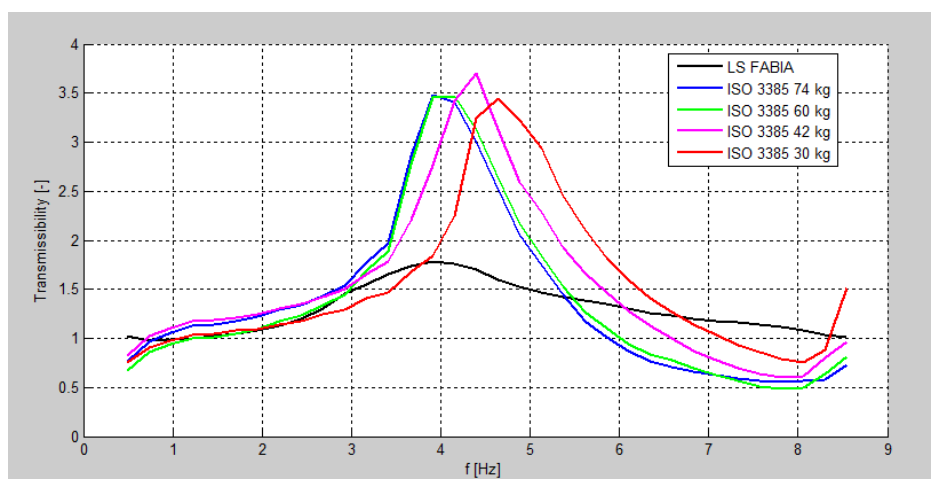




**Obrázek 5.3: Typické nelineární mechanické chování buněčné struktury, rozdělení do tří zón [8]**

Obrázek 5.3 ukazuje tři zóny chování buněčné struktury PU pěn. První oblast vykazuje vysokou elasticitu a vysokou místní tuhost. Oblast II. Tzv. komfortní zóna, pro kterou je typický efekt odpružení s vysokým tlumením a nízkou místní tuhostí. Je žádoucí, aby se pracovní bod nacházel v této zóně. Z experimentu vychází, že jak indentor ISO 3385 tak i testovaný subjekt mají téměř stejný pracovní bod. Třetí zóna má opět vysokou místní tuhost a je zde jasně viditelné zhutnění pěny. [8]

Z průběhů přenosových charakteristik je patrná korelace zpracování signálů, která určuje podobnost signálu v oblastech vlastních frekvencí. Nejvyšší podobnost mezi reálným a laboratorním signálem z hlediska vlastní frekvence je mezi testovaným subjektem a indentorem se zátěží 74 kg. Z grafu je patrné, že se snižující se zátěží roste hodnota vlastní frekvence.



**Obrázek 5.4: Porovnání přenosových charakteristik pro jednotlivá zatížení**

Tuhost lze stanovit z upravené pohybové rovnice harmonického pohybu popsané v kapitole 4.3 pomocí vztahu rezonanční frekvence a hmoty zatížení. Jelikož dynamické

laboratorní měření s indentorem ISO 3385 (zátěž 74 kg) má stejnou rezonanční frekvenci jako reálný test s lidským subjektem a dle statického testu je na stejné ploše téměř totožné zatížení, a za předpokladu lineárního průběhu závislosti silové odezvy na deformaci v komfortní oblasti, bylo možné určit tuhost pro oba druhy testů.

Z obecného tvaru křivky závislosti napětí a deformace (obrázek 5.3), která je rozdělena do tří oblastí lze určit průběh tuhosti PU pěny (obrázek 5.4). V první a ve třetí oblasti je vysoká tuhost, která neodpovídá komfortním požadavkům na PU pěnu. V druhé oblasti je tuhost nižší s téměř lineárním průběhem.

Výpočet tuhosti pro reálné a laboratorní testování vychází z rezonanční frekvence a hmoty zatížení. Dynamické testování pomocí indentoru ISO 3385 se zátěží 74 kg, a s testovaným subjektem vykázalo shodnou hodnotu rezonance. Statické měření vykázalo téměř stejnou hodnotu zatížení. Přepočtení síly zatížení na hmotu reprezentuje tabulka 5.2.

	Indentor ISO 3385	Testovaný subjekt
<b>F [N]</b>	646,24	641,33
<b>m [kg]</b>	65,9	65,4

**Tabulka 5.2: Rozdíl hodnot silového zatížení a přepočtení na hmotu**

Dosazením do rovnice 4.3.14 je dle hodnot zatížení a vlastní frekvence možno dopočítat tuhost pro jednotlivé testování.

$$k_{LT} = (f_0 * 2\pi)^2 * m = (3,9 * 2\pi)^2 * 65,9 = 39\,571 \text{ N/m}$$

$$k_{RT} = (f_0 * 2\pi)^2 * m = (3,9 * 2\pi)^2 * 65,4 = 39\,270 \text{ N/m}$$

Při rozdílné hodnotě zatížení laboratorního a reálného testu o 0,5 kg je rozdíl tuhosti  $\Delta k$  v oblasti vlastní frekvence roven:

$$\Delta k = k_{RT} - k_{LT} = 301 \text{ N/m}$$

## **Závěr**

Cílem této diplomové práce bylo optimalizovat postupy laboratorního testování sedáků v závislosti na reálném provozu. Tato práce by měla sloužit jako základ pro vývoj laboratorního testování na vibračním testovacím zařízení ve firmě proseat s.r.o. Mladá Boleslav.

Byla provedena analýza přenosových charakteristik vibrací vstupujících do kotvení automobilové sedačky a vibrací vstupujících do člověka při reálném provozu, ze které lze odečíst rezonanční frekvenci sedícího člověka na sedačce buzené mechanickými vibracemi způsobenými jízdou automobilu po pozemní komunikaci. Dále byla provedena analýza rozložení tlaku v kontaktní zóně mezi člověkem a sedačkou. Pomocí znalosti kontaktního tlaku byl proveden odhad průměrného zatížení (deformace) PU pěny. Toto zatížení bylo simulováno v laboratorním prostředí pomocí standardizovaného indentoru s hmotností odpovídající sedícímu člověku.

Ze statických testů s vtláčovacím elementem ISO 3385 vyplynulo, že při totožné ploše zatížení v požadované oblasti vznikají podobné hodnoty průměrných tlaků. Díky této podobnosti lze určit pracovní bod – tedy průměrné zatížení pěny (deformaci) pro člověka a indentor. Určení pracovního bodu bylo provedeno na křivce zatížení závislosti stlačovací síly na deformaci a jeho hodnota pro lidský subjekt a vtláčovací element vykazuje akceptovatelnou shodu. Při porovnání rezonančních frekvencí člověka a indentoru vykazují oba subjekty rezonanční frekvenci v akceptovatelné shodě, která je způsobena srovnatelnou tuhostí komfortní vrstvy sedáku a jejich shodnou hmotností. Díky shodě v těchto parametrech lze předpokládat, že tato metodika by mohla být použitelná pro širší populační vzorek, pokud bude člověk vykazovat podobnou kontaktní plochu jako indentor.

Výsledky této diplomové práce jsou zásadní pro další vývoj dynamického testování ve firmě proseat s.r.o. Mladá Boleslav. Do budoucna je však nutné rozšířit databázi testování s lidskými subjekty. Je vhodné rozšířit a rozřídít spektrum testovaných subjektů dle váhy, pohlaví a stavby lidského těla, a pro jednotlivé subjekty určit optimální testovací program. Dále je možno separátně analyzovat vibrace dle stavu pozemní komunikace, aby bylo možné lépe specifikovat frekvenční spektrum vibrací

pro danou pozemní komunikaci. Po dokončení této databáze lze vytvořit průměrný testovací program odpovídající široké škále testovaných subjektů a různých druhů pozemních komunikací. Sestavení databáze je však mimo rozsah této diplomové práce a jeho realizace bude prováděna interně v rámci společnosti.

## **Seznam použité literatury**

- [1] Česká technická norma ČSN EN ISO 3386-1 - *Měkké lehčené polymerní materiály - Stanovení odporu proti stlačení - Část 1: Nízkohustotní materiály*. Praha: Český normalizační institut, 1989
- [2] Německá norma DIN 53579 - *Prüfung weich-elastischer Schaumstoffe – Eindrückversuch an Fertigteilen*. Berlin, 2015
- [3] VW podniková norma PV 3410 - *PUR Flexible Foam - Test Methods*. 2013
- [4] Petřík, Jan. *Interakce automobilové sedačky a zátěže*, disertační práce. Liberec, Technická universita v Liberci, 2008
- [5] Círk, David. *Mechanické vlastnosti polyuretanové pěny*, disertační práce, Liberec, Technická universita v Liberci, 2005
- [6] Martonka, Rudolf. *Měření vlastností automobilových sedaček a jejich inovace*, disertační práce, Liberec, Technická universita v Liberci, 2009
- [7] Jedlička, Ladislav. *Software pro zpracování a vyhodnocování experimentálně naměřených dat*, bakalářská práce, Pardubice, Universita Pardubice, 2012
- [8] Skinner, Chris; Ponce, Christophe. *Advanced Comfort™ Seating: A revolution in seating performance for the automotive industry*, Belgium, 2006
- [9] Masnfeld, Neil J.. *Human response to vibration*, CRC Press, 2005
- [10] Griffin, M. J.. *Handbook of Human vibration, Human Factors Research Unit, Institute of Sound and Vibration Research, The University, Southampton, UK*, 2004
- [11] Česká norma ČSN ISO 3385: *Měkké lehčené polymerní materiály - Stanovení únavy při konstantním zatížení*, Český normalizační institut, 1996
- [12] proseat s.r.o.. *Quality Release of Chemical Suppliers by proseat for Production of Polyurethane Foam Automotive Seating*, Mörfelden-Walldorf, 2013